

Best Available Copy

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 199 16 936.5

Anmeldetag: 15. April 1999

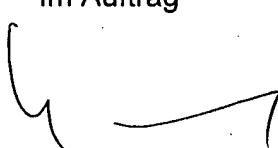
Anmelder/Inhaber: LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH,
Bühl/DE

Bezeichnung: Antriebsstrang

IPC: B 60 K, B 60 L

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 27. Juni 2000
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag


CERTIFIED COPY OF
PRIORITY DOCUMENT

Hof

LuK Lamellen und
Kupplungsbau
Industriestr. 3
77815 Bühl

0734 C

5

Patentansprüche

1. Antriebsstrang oder Bauteil hierfür, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, im
10 Zusammenhang mit einer Brennkraftmaschine und/oder einem Getriebe
und zumindest einem in den Anmeldungsunterlagen offenbarten,
zusätzlichen Element.

2. Antriebsstrang, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, umfassend eine
15 Antriebseinheit, wie Brennkraftmaschine, mit einer Antriebswelle sowie mit
zumindest einer mit der Antriebswelle in Wirkverbindung stehenden
elektrischen Maschine, die zumindest als Motor und als Generator
eingesetzt wird, dadurch gekennzeichnet, daß die Wirkverbindung
zwischen der elektrischen Maschine und der Antriebswelle zumindest zwei,
20 von einem zumindest in Start- und Betriebsphase untergliederten
Betriebsmodus der elektrischen Maschine abhängige, sich selbsttätig
einstellende Übersetzungsstufen aufweist.

3. Antriebsstrang, insbesondere nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet,
25 daß die elektrische Maschine in Wirkverbindung zwischen der

Antriebswelle der Antriebseinheit und einer Eingangswelle einer Abtriebseinheit wie einem Getriebe angeordnet ist, wobei die Abtriebseinheit gegebenenfalls mittels zumindest einer Kraftübertragungseinheit wie Reibungskupplung, Föttinger-Kupplung,

5 Drehmomentwandler oder dergleichen von der Antriebseinheit abkoppelbar ist.

4. Antriebsstrang, insbesondere nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die elektrische Maschine mit dem der Abtriebseinheit abgewandten
10 Ende der Antriebswelle der Antriebseinheit in Wirkverbindung steht.

5. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Rotationsachse der elektrischen Maschine annähernd parallel zur Rotationsachse der Antriebswelle angeordnet ist.

15

6. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, daß die Wirkverbindung aus zumindest einem Paar von Transmissionsscheiben und einem diese reibschlüssig verbindenden Umschlingungsmittel besteht.

20

7. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, daß die Transmissionsscheiben aus Riemenscheiben gebildet werden und das Umschlingungsmittel ein Riemen ist.

8. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, daß die zumindest zwei Transmissionsscheiben aus zumindest zwei Kegelscheibenpaaren gebildet sind und zwischen den Kegelscheiben der jeweiligen Kegelscheibenpaare eine Kette als Umschlingungsmittel reibschlüssig geführt ist.
9. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, daß die Kegelscheibenpaare durch kontinuierliche axiale Verstellbarkeit der Kegelscheiben der jeweiligen Kegelscheibenpaare über die sich dadurch einstellenden unterschiedlichen Laufdurchmesser der Kette eine kontinuierliche Einstellung der Übersetzung zulassen.
10. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, daß die Wirkverbindung zumindest aus einem Zahnradpaar besteht.
11. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die elektrische Maschine als Anlasser für die Antriebseinheit eingesetzt wird.
12. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die elektrische Maschine zur Fortbewegung des Kraftfahrzeugs eingesetzt wird.

13. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß während der Startphase der Antriebseinheit die Drehzahl der elektrischen Maschine größer als die der Antriebseinheit ist.

5

14. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Übersetzung elektrische Maschine zu Antriebseinheit während der Startphase im Bereich 3:2 und 10:1 liegt.

10 15. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Anpassung der Übersetzungsstufen in Abhängigkeit von der Drehmomentrichtung erfolgt.

16. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, 15 dadurch gekennzeichnet, daß bei einem Drehmomentfluß von der Antriebseinheit in Richtung elektrischer Maschine die von der Antriebseinheit her betrachtete Übersetzung kleiner ist als die besagte Übersetzung bei einem Drehmomentfluß von der elektrischen Maschine in Richtung Antriebseinheit.

20 17. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Übersetzung elektrische Maschine zu Antriebseinheit im Generatorbetrieb im Bereich zwischen 2:1 bis 1:2 liegt.

18. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Bildung der zumindest zwei Übersetzungsstufen der Wirkverbindung zumindest ein Getriebe zwischen der elektrischen Maschine und der Antriebseinheit angeordnet ist.

5

19. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß als das zumindest eine Getriebe ein Planetengetriebe mit zumindest einem Hohlrad, zumindest einem Sonnenrad und zumindest einem Planetenrad vorgesehen ist.

10

20. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß als das zumindest eine Getriebe ein Standgetriebe mit zumindest zwei Zahnradpaaren vorgesehen ist.

15

21. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine Getriebe zur Steuerung der unterschiedlichen Übersetzungen zumindest zwei Kupplungen enthält.

20

22. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine Getriebe zur Steuerung der zumindest zwei Übersetzungen eine Kombination aus zumindest einem Freilauf und zumindest einer Kupplung enthält.

23. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine Getriebe zur Steuerung der zumindest zwei Übersetzungen zumindest zwei Freiläufe enthält.

5 24. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine der Kupplungen eine Fliehkraftkupplung ist.

10 25. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine der Kupplungen eine elektromagnetische Kupplung ist.

15 26. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß neben dem zumindest einen schaltbaren Getriebe in der Wirkverbindung zwischen elektrischer Maschine und Antriebseinheit eine fest eingestellte Übersetzung vorgesehen ist.

20 27. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die fest eingestellte Übersetzung Antriebseinheit zu elektrische Maschine im Bereich von 3:2 bis 5:1 liegt.

28. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die fest eingestellte Übersetzung durch eine

Transmission mit unterschiedlichen Transmissionsscheibendurchmessern gebildet wird.

29. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
5 dadurch gekennzeichnet, daß die feste Übersetzung durch ein Zahnradpaar gebildet wird.

30. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad des Planetengetriebes drehfest mit
10 einem gehäusefesten Bauteil verbunden ist.

31. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß die erste Übersetzungsstufe durch Antrieb des
Sonnenrads durch die elektrische Maschine und der Abtrieb durch einen das
15 zumindest eine Planetenrad aufnehmenden Steg erfolgt, wobei im Kraftfluß der
ersten Übersetzungsstufe das Drehmoment über einen ersten vorgesehenen
Freilauf oder eine erste eingerückte Kupplung übertragen wird und ein zweiter,
im Kraftfluß einer zweiten Übersetzungsstufe vorgesehener Freilauf überrollt
wird oder eine entsprechend vorgesehene zweite Kupplung ausgerückt ist.

20

32. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Übersetzungsstufe durch Antrieb des
das zumindest eine Planetenrad aufnehmenden Stegs durch die

Antriebseinheit und der Abtrieb über das Sonnenrad auf die elektrische Maschine erfolgt, wobei der erste Freilauf überrollt wird oder gegebenenfalls die erste Kupplung ausgerückt ist und der zweite Freilauf oder gegebenenfalls die zweite Kupplung das von der Antriebseinheit kommende Drehmoment

5 überträgt.

33. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Übersetzungsstufe durch Antrieb eines ersten Zahnradpaars durch die elektrische Maschine erfolgt, wobei im 10 Kraftfluß der ersten Übersetzungsstufe das Drehmoment mittels eines ersten Freilaufs oder einer ersten, eingerückten Kupplung auf ein erstes Zahnrad des ersten Zahnradpaars übertragen wird und ein zweiter, im Kraftfluß einer zweiten Übersetzungsstufe vorgesehener Freilauf überrollt wird oder gegebenenfalls eine zweite entsprechend vorgesehene Kupplung ausgerückt 15 ist.

34. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Übersetzungsstufe durch Antrieb des zweiten Zahnradpaars durch die Antriebseinheit erfolgt, wobei der erste 20 Freilauf überrollt wird oder gegebenenfalls die erste Kupplung ausgerückt ist und der zweite Freilauf oder gegebenenfalls die zweite Kupplung das Drehmoment im Kraftfluß der zweiten Übersetzungsstufe überträgt.

35. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Freilauf oder gegebenenfalls die erste Kupplung im Kraftfluß vor oder hinter den die Übersetzung bestimmenden Bauteilen angeordnet ist.

5

36. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Freilauf oder gegebenenfalls die zweite Kupplung im Kraftfluß vor oder hinter den die Übersetzung bestimmenden Bauteilen angeordnet ist.

10

37. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe für die Übersetzung zwischen Antriebseinheit und elektrischer Maschine auf der Ausgangswelle der Antriebseinheit oder auf der Eingangswelle der Abtriebseinheit angeordnet ist.

15

38. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe radial innerhalb eines Rotors der elektrischen Maschine angeordnet ist.

20 39. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe im wesentlichen radial innerhalb der Transmissionsscheibe der elektrischen Maschine angeordnet ist.

40. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe im wesentlichen radial innerhalb einer die Transmission zur elektrischen Maschine bildenden Transmissionsscheibe der Antriebseinheit angeordnet ist.

5

41. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe Bestandteil der Abtriebseinheit ist und/oder in deren Gehäuse untergebracht ist.

10 42. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle der Antriebseinheit und die Welle der elektrischen Maschine relativ gegeneinander entgegen der Wirkung zumindest eines Kraftspeichers unter Bildung einer Dämpfungseinrichtung verdrehbar sind.

15

43. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Kraftfluß zwischen Antriebseinheit und elektrischer Maschine ein Tilger angeordnet ist.

20 44. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß Tilger und/oder Dämpfungseinrichtung radial innerhalb einer Transmissionsscheibe und/oder des Rotors angeordnet sind.

45. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß Tilger und/oder Dämpfungseinrichtung auf der Antriebswelle und/oder auf der Welle der elektrischen Maschine angeordnet sind.

5

46. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die in Abhängigkeit von der Drehmomentrichtung eingestellten zwei Übersetzungsstufen mittels eines Planetengetriebes mit schräg verzahnten Zahnrädern bestehend aus einem axial verschiebbaren und verdrehbaren Hohlrad, zumindest auf einem mit einem mit der Antriebswelle verbundenen Steg angeordneten Planetenrad und einem mit einer zur elektrischen Maschine gehörigen Transmissionsscheibe verbundenen Sonnenrad eingestellt wird, wobei mittels der axialen Verschiebbarkeit des Hohlrad eine erste Übersetzungsstufe durch eine feste Verbindung des Hohlrad mit einem drehfesten Bauteil und eine zweite Übersetzungsstufe durch eine Verbindung des Hohlrad mit dem Steg erfolgt.

47. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Übersetzungsstufe bei höheren als der für den Startvorgang notwendigen Drehzahlen arretierbar ist.

48. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß die erste Übersetzungsstufe mittels zumindest
eines am Außenumfang des Stegs untergebrachten Körpers arretiert wird,
indem dieser Körper über Fliehkräfteinwirkung in eine entsprechende
5 Aussparung am Innenumfang des Hohlzards kraftschlüssig eingreift.

49. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß der zumindest eine Körper Kugelgestalt
aufweist.

10

50. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß das axial verschiebbare Hohlrad beiderseits
stirnseitig Mittel zu einem Formschluß mit einem nicht umlaufenden Bauteil
des Antriebsstrangs zu dessen Hemmung einerseits und mit dem Steg
15 andererseits aufweist.

51. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß die Mittel eine Hirtverzahnung, Klauen und/oder
einen Reibschluß bildende Mittel wie Reibbeläge sind.

20

52. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des Getriebes mit dem Gehäuse
der Antriebseinheit fest verbunden ist.

53. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des Getriebes auf der
Antriebswelle verdrehbar gelagert und durch einen an einem am Gehäuse
5 vorgesehenen Hebelarm angeordneten Umschlingungsmittelspanner
abgestützt ist.

54. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des Getriebes auf der Welle der
10 elektrischen Maschine verdrehbar gelagert und durch einen an einem am
Gehäuse vorgesehenen Hebelarm angeordneten Umschlingungs-
mittelspanner abgestützt ist.

55. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
15 dadurch gekennzeichnet, daß der Umschlingungsmittelspanner auf eine
Grundspannung des Umschlingungsmittels eingestellt ist und die Spannung
des Umschlingungsmittels momentenabhängig erfolgt.

56. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
20 dadurch gekennzeichnet, daß das Lager für das Getriebegehäuse und/oder
das Lager für die antriebswellenseitige Transmissionsscheibe innerhalb der
Umschlingungsmittellebene angeordnet ist.

57. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß das Lager für das Getriebegehäuse und/oder
das Lager für die auf der Welle der elektrischen Maschine vorgesehene
Transmissionsscheibe innerhalb der Umschlingungsmittellebene angeordnet
5 ist.

58. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des Getriebes auf der
Antriebswelle und auf einer achsversetzten, antriebswellenseitigen
10 Transmissionsscheibenachse frei drehbar gelagert ist und das Getriebe mit
einem fest mit der Transmissionsscheibenachse verbundenen Zahnrad einen
Kraftschluß bildet und die antriebswellenseitige Transmissionsscheibe über
ein Umschlingungsmittel mit der Transmissionsscheibe der elektrischen
Maschine verbunden ist.

15
59. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des Getriebes auf der Welle der
elektrischen Maschine und auf einer achsversetzten, der elektrischen
Maschine zugeordneten Transmissionsscheibenachse frei drehbar gelagert ist
20 und das Getriebe mit einem fest mit der Transmissionsscheibenachse
verbundenen Zahnrad einen Kraftschluß bildet und der elektrischen Maschine
zugeordnete Transmissionsscheibe über ein Umschlingungsmittel mit der
Transmissionsscheibe der Antriebswelle verbunden ist.

60. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe ein Planetengetriebe ist.

5 61. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Planetengetriebe schräg verzahnte Zahnräder und ein axial verschiebbares, verdrehbares Hohlrad aufweist, das mittels der axialen Verschiebung einen Kraftschluß mit dem Steg oder mit dem Gehäuse des Getriebes zur Einstellung von zwei verschiedenen 10 Übersetzungsstufen herstellt.

62. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des aus zwei stirnverzahnten Zahnradpaaren gebildeten Getriebes mit zwei Übersetzungsstufen mit 15 verdrehbar auf der Antriebswelle und auf der antriebswellenseitigen Transmissionsscheibenachse gelagert ist, zwei zu den besagten Zahnradpaaren gehörige Zahnräder drehfest mit der antriebswellenseitigen, von der Antriebswelle achsversetzt angeordneten Transmissionsscheibe fest verbunden sind und die beiden übrigen Zahnräder über einander 20 entgegengesetzte Freiläufe auf der Antriebswelle gelagert sind.

63. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse des aus zwei stirnverzahnten

Zahnradpaaren gebildeten Getriebes mit zwei Übersetzungsstufen verdrehbar auf der Welle der elektrischen Maschine und der achsversetzt zu dieser angeordneten Transmissionsscheibenachse mit einer fest mit der Achse verbundenen Transmissionsscheibe gelagert ist und zwei zu den besagten

5 Zahnradpaaren gehörige Zahnräder drehfest mit der Transmissionsscheibe und die beiden übrigen Zahnräder über einander entgegengesetzte Freiläufe auf der Welle der elektrischen Maschine gelagert sind.

64. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,

10 dadurch gekennzeichnet, daß der Achsversatz d zwischen der Transmissionsscheibenachse und der Antriebsachse beziehungsweise der Achse der elektrischen Maschine unter Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors so groß ist, daß die Transmissionsscheibenachse bei einer Längung des Umschlingungsmittels nicht um die Antriebsachse 15 beziehungsweise um die Achse der elektrischen Maschine umläuft.

65. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet, daß für den Achsversatz d die Bedingung $20\text{cm} > d > 1\text{cm}$ gilt.

20

66. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden, über die Antriebsrichtung auswählbaren Übersetzungsstufen durch unterschiedliche Durchmesser

zweier Transmissionsscheibenpaare, die jeweils mit einem Umschlingungsmittel ausgestattet sind, gebildet werden, wobei jeweils eine erste Transmissionsscheibe der beiden Transmissionsscheibenpaare mittels einander bezüglich der Überrollrichtung gegensätzlicher Freiläufe auf der 5 Antriebswelle oder der Welle der elektrischen Maschine gelagert ist und die jeweils zweite zum entsprechenden Transmissionsscheibenpaar zugehörige Transmissionsscheibe fest mit der Welle der elektrischen Maschine beziehungsweise mit der Antriebswelle verbunden ist.

10 67. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Elektromaschine koaxial an der dem Getriebe zum Betrieb des Fahrzeugs entgegen gesetzten Ende der Antriebswelle um diese angeordnet ist, wobei ein Ausgangsteil des selbsttätig schaltenden Getriebes mit der Antriebswelle und ein Eingangsteil mit dem 15 Rotor kraftschlüssig verbunden ist.

68. Antriebsstrang, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Steg eines Umlaufgetriebes mit der Antriebswelle und dessen Sonnenrad mit dem Rotor der Elektromaschine 20 kraftschlüssig verbunden ist.

LuK Lamellen und
Kupplungsbau
Industriestr. 3
77815 Bühl

0734 C

5

Antriebsstrang

10

Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang, insbesondere für Kraftfahrzeuge, umfassend eine Antriebseinheit, wie Brennkraftmaschine, mit einer Antriebswelle, einer Abtriebseinheit mit einer Eingangswelle, wie Getriebe mit Getriebeeingangswelle, sowie mit zumindest einer mit dem Antriebsstrang in Wirkverbindung stehenden elektrischen Maschine und mit mindestens einer im Kraftfluß zwischen der Antriebswelle und der Eingangswelle der Abtriebseinheit angeordneten Kupplung, die An- und Abkuppelvorgänge der Antriebseinheit von der Abtriebseinheit ermöglicht.

20

Derartige Einrichtungen sind als Hybridantriebe mit einem Elektromotor und einem Verbrennungsmotor aus der DE-OS 32 30 121 oder als Verbrennungsmotoren mit Startergenerator aus der DE-PS 41 12 215 bekannt.

25

Die Anordnung der elektrischen Maschine erfolgt je nach Anforderung entweder koaxial um die Rotationsachse der Brennkraftmaschine - wie beispielsweise aus der DE-OS 33 35 923 bekannt – oder bezüglich ihrer

Rotationsachse parallel zur Rotationsachse der Brennkraftmaschine wie aus der FR-OS 81 19324 hervorgeht.

Um während des Startvorgangs das begrenzte Drehmoment der elektrischen

5 Maschine besser nutzen zu können, wird in der Regel die Wirkverbindung, die ein Riementrieb, eine Reibradanordnung, ein Zahnradpaar oder ähnliches sein kann, so übersetzt, daß die elektrische Maschine schneller dreht als die Antriebseinheit, beispielsweise eine Brennkraftmaschine. Sobald die 10 Brennkraftmaschine in Betrieb ist und die elektrische Maschine als Stromgenerator betrieben wird, ist es vorteilhaft, die elektrische Maschine zur Verbesserung ihres Wirkungsgrades bei idealer Übersetzung zu betreiben, was den Einsatz eines Getriebes erforderlich macht.

Hierzu wird in der DE-PS 41 12 215 eine Anordnung mit einem

15 Planetengetriebe vorgeschlagen, wobei die Übersetzung von außen durch eine von einem zusätzlich benötigten Einspurmotor geschaltete Kupplung angesteuert wird, wodurch zusätzliche Geber- und Steuermittel das Gewicht und Kosten erhöhen.

20 Aufgabe der Erfindung ist daher, einen Antriebsstrang der beschriebenen Art derartig zu verbessern, daß eine Wirkverbindung zwischen elektrischer Maschine und der Antriebseinheit mit einer kostengünstigeren und einfacher

handhabbaren Umschaltung der Übersetzung, eine Verlängerung der Lebensdauer der Wirkverbindung sowie eine einfache Montage an das Gehäuse der Antriebseinheit, die möglichst ohne Veränderung desselben erfolgen kann, vorgesehen ist.

5

Die Aufgabe wird dadurch gelöst, daß ein Antriebsstrang, insbesondere für Kraftfahrzeuge, vorgeschlagen wird, der eine Antriebseinheit, wie Brennkraftmaschine, eine Abtriebswelle sowie zumindest eine mit dem Antriebsstrang in Wirkverbindung stehende elektrischen Maschine, die zumindest als Motor und als Generator eingesetzt wird, umfaßt, wobei die Wirkverbindung zwischen der elektrischen Maschine und dem Antriebsstrang zumindest zwei, von einem zumindest in Start- und Betriebsphase untergliederten Betriebsmodus der elektrischen Maschine abhängige, sich selbsttätig einstellende Übersetzungsstufen aufweist.

15

Die elektrische Maschine nach dem erfinderischen Gedanken, die nach dem Synchron-, Asynchron- oder Reluktanzprinzip und dergleichen betrieben werden kann, kann vorteilhafterweise auf einer von der Abtriebswelle verschiedenen Welle, die insbesondere parallel zur Abtriebswelle der Antriebseinheit, die eine Brennkraftmaschine, Turbine oder dergleichen sein kann, angeordnet sein. Dabei kann es weiterhin vorteilhaft sein, die Wirkverbindung zwischen elektrischer Maschine und Abtriebswelle zwischen

Antriebseinheit und Abtriebseinheit oder am dazu entgegengesetzten Ende der Antriebswelle, an dem gewöhnlicherweise Nebenaggregate angetrieben werden, vorzusehen, wobei auch ein einziger Riementrieb für mehrere Nebenaggregate unter Einbeziehung der elektrischen Maschine vorteilhaft sein kann.

5

Die Wirkverbindung kann durch ein Paar von Transmissionsscheiben, die über ein Umschlingungsmittel reibschlüssig miteinander verbunden sind, gebildet werden. Dabei können die Transmissionsscheiben an sich bekannte 10 Riemscheiben und das Umschlingungsmittel ein Riemen sein oder es können in besonders vorteilhafter Weise insbesondere für große Momentübertragungen Kegelscheibenpaare vorgesehen sein, wobei als Umschlingungsmittel eine Kette den Reibschluß zwischen beiden 15 Kegelscheibenrädern bildet. Weiterhin kann die Wirkverbindung aus zumindest einem Paar ineinandergreifender Zahnräder oder Reibräder gebildet sein, wobei auch eine Wirkverbindung vorteilhaft sein kann, bei der für jede Übersetzungsstufe ein separates Zahnradpaar oder ein separates Transmissionsscheibenpaar mit dem dazugehörigen Umschlingungsmittel vorgesehen ist.

20

Ein erfindungsgemäßer Antriebsstrang kann in geeigneter Weise so eingesetzt werden, daß die elektrische Maschine zumindest als Anlasser genutzt wird,

jedoch vorteilhafterweise weitere Nutzungen vorgesehen sein können. Hierzu kann beispielsweise die Leistungscharakteristik der elektrischen Maschine so ausgelegt sein, daß sie nicht nur als Generator und Anlasser betreibbar ist sondern auch Drehmoment in die Abtriebseinheit einleiten kann,
5 gegebenenfalls bis zum ausschließlichen Betrieb des Fahrzeugs mit der elektrischen Maschine.

Als Abtriebseinheit kann beispielsweise ein Geschwindigkeitswechselgetriebe
10 vorgesehen sein, das zumindest durch eine Schaltkupplung von der Antriebseinheit abkoppelbar ist, wobei die elektrische Maschine vorteilhafterweise in Wirkverbindung mit der Antriebseinheit von der Abtriebseinheit abkoppelbar ist, jedoch gegebenenfalls auch eine Wirkverbindung mit dem Geschwindigkeitswechselgetriebe vorgesehen sein
15 kann, wobei die Antriebseinheit von elektrischer Maschine und Getriebe abkoppelbar sein kann. Insbesondere sind derartige Anordnungen denkbar, wenn die elektrische Maschine und/oder deren Getriebe zur verbesserten Nutzung ihres Wirkungsgrads räumlich und/oder funktionell im Getriebe untergebracht werden sollen, wobei Startvorgänge vorteilhafterweise in einem
20 Leerlauf des Geschwindigkeitswechselgetriebes stattfinden können. Die elektrische Maschine kann hierzu koaxial um die Getriebeeingangswelle oder um eine eigen Welle, die in Wirkverbindung mit dieser steht, angeordnet sein.

Wird im weiteren von einer Wirkverbindung zwischen Antriebseinheit und elektrischer Maschine gesprochen, so ist implizit auch die Wirkverbindung zwischen der Abtriebseinheit in Form der in Wirkung mit der elektrischen Maschine tretenden Getriebeeingangswelle und der elektrischen Maschine

5 dieses Ausführungsbeispiels mit einzubeziehen.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, die elektrische Maschine zwischen zwei schaltbaren Kupplungen sowohl vom Antriebs- als auch von der Abtriebseinheit abkoppelbar anzuordnen, um den Schwung-Nutz-Effekt bei frei 10 rotierender elektrischer Maschine zur Gewinnung von elektrischer Energie und/oder zur Erhaltung eines für einen Impulsstart der Antriebseinheit notwendigen Drehimpulses zu nutzen, wobei der elektrischen Maschine eine auf der Antriebswelle angeordneten Schwungmasse, beispielsweise ein Schwungrad, beigeordnet sein kann.

15

Nach dem erfinderischen Gedanken ist es vorteilhaft, die Wirkverbindung zwischen der Antriebseinheit und der elektrischen Maschine mit einem Getriebe auszustatten, das eine bessere Anpassung der Arbeitsdrehzahlen 20 der elektrischen Maschine an den Wirkungsgrad bei den verschiedenen Anforderungen an diese erlaubt, und die Umschaltung von einer Übersetzungsstufe zu einer anderen selbsttätig durch das Getriebe selbst zu

steuern, wobei es vorteilhaft sein kann, eine Vielzahl von Übersetzungsstufen vorzusehen. Insbesondere kann jedoch ein vereinfachtes Ausführungsbeispiel mit lediglich zwei Getriebestufen durch den geringen Bauaufwand besonders vorteilhaft sein. Hierzu wird bei einer Verwendung der elektrischen Maschine 5 als Startergenerator, also als Einrichtung, die die Antriebseinheit anwirft und elektrische Energie erzeugen kann, eine erstes Übersetzungsstufe für den Startvorgang und eine zweite für den Vorgang zur Erzeugung der elektrischen Energie – dem eigentlichen Betriebsmodus – vorgesehen. Die erste Übersetzungsstufe transformiert die Drehzahl der elektrischen Maschine zu 10 langsameren Drehzahlen der Abtriebswelle, so daß an ihr ein höheres Drehmoment und somit das nötige Startmoment erzielt werden kann. Die zweite Übersetzungsstufe während des Betriebsmodus bewirkt eine Übersetzung ins Langsame, so daß die Drehzahl der Antriebswelle gegenüber der Welle der elektrischen Maschine kleiner oder gleich wird, das heißt, das 15 Übersetzungsverhältnis von elektrischer Maschine zu Antriebseinheit kann im Bereich zwischen 1:2 und 2:1 liegen. Vorteilhafterweise kann die Wirkverbindung so ausgelegt werden, daß in dieser Stufe keine Übersetzung wirksam ist. Für die erste Übersetzungsstufe kann der Bereich der Übersetzung zwischen 3:2 und 7:1 besonders vorteilhaft sein. Gegebenenfalls 20 kann es von Vorteil sein, ein konstant vorgegebenes Übersetzungsverhältnis, beispielsweise in einem Bereich von 3:2 bis 5:1, vorzusehen, das die Motordrehzahl gegenüber der elektrischen Maschine unteretzt, so daß die

Motordrehzahl gegenüber der Drehzahl der elektrischen Maschine um den entsprechenden Übersetzungsfaktor verringert ist. Diese konstante Übersetzung kann dann den beiden Übersetzungsstufen überlagert sein.

- 5 Für die Einstellungen der variablen Übersetzungsstufen können Getriebe aller Art, beispielsweise stehende oder Umlaufgetriebe in vorteilhafter Weise vorgesehen werden, die Wirkverbindung kann aus Riementrieben, Zahnradpaaren, Reibradpaaren, Kettentrieben und dergleichen gebildet werden, wobei vorteilhafterweise bei einem stehenden Getriebe die
- 10 Wirkverbindung durch zumindest ein Zahnradpaar gebildet sein kann.

Die Steuerung der Übersetzungen erfolgt über eine Kombination von Kupplungen und Freiläufen, die in dem Getriebe bestimmte Zahnradkombinationen bzw. Kraftwege freischalten beziehungsweise blockieren, wobei die Kupplungen, die sich je nach Einsatzort bei steigender Drehzahl schließen oder öffnen, nicht von außen angesteuert werden sondern durch Fliehkräfte ein- und ausgerückt werden können. Auch ein Ausführungsbeispiel mit einer elektromagnetischen Kupplung, die durch drehzahlabhängige vom Startergenerator erzeugte elektrische Signale gesteuert wird, ist vorteilhaft. So kann beispielsweise eine Kombination von zwei Freiläufen oder einer Kupplung und einem Freilauf oder zwei Kupplungen zwei verschiedene Übersetzungsstufen schalten.

Das Getriebe kann insbesondere durch die Richtung, aus der das Drehmoment mit einer sich ändernden Drehzahl auf das Getriebe einwirkt, nämlich beim Startvorgang von der elektrischen Maschine und während des Betriebs von der Antriebseinheit, seine Übersetzung dadurch anpassen, daß beispielsweise der Freilauf für die zweite Übersetzungsstufe überrollt wird, wenn das Drehmoment von der elektrischen Maschine während des Startvorgangs eingeleitet wird und ein zweiter Freilauf für die erste Übersetzungsstufe überrollt wird, wenn das Drehmoment von der Antriebseinheit während des Betriebs eingeleitet wird.

Ein vorteilhaftes Getriebe nach dem erfinderischen Gedanken kann beispielsweise aus einem Planetengetriebe mit einem Sonnenrad, zumindest einem Planetenrad und einem Hohlrad bestehen, wobei das Hohlrad mit dem Gehäuse fest verbunden sein kann. Die Stege sind gleichfalls mit der Welle der elektrischen Maschine drehfest verbunden, wobei im Kraftfluß zwischen den Stegen und der elektrischen Maschine und den Planetenrädern und der elektrischen Maschine jeweils für eine Übersetzungsstufe ein Freilauf oder eine Kupplung angeordnet ist.

Eine weitere erfinderische Ausgestaltung eines Planetengetriebes sieht ein axial verschiebbares Hohlrad vor, das die erste Übersetzungsstufe durch

Hemmung des desselben durch Anbindung an das Gehäuse, wobei der Kraftfluß vom mit der elektrischen Maschine fest verbundenen Sonnenrad über die Planetenräder auf den Steg zum Antriebselement übertragen und damit ein Übersetzung ins Langsame bewirkt werden kann und eine zweite 5 Übersetzungsstufe durch die Anbindung an den mit der Antriebswelle verbundenen Steg, wobei hier die Übersetzung 1:1 beträgt, vorsehen kann.

Das axial verschiebbare Hohlrad kann insbesondere durch eine Schrägverzahnung der Planetenzahnräder angesteuert werden, so daß bei einem Momentenfluß von der elektrischen Maschine zur Antriebseinheit über 10 das anliegende Moment das axiale Hohlrad in Richtung Gehäuse verschoben wird und mit diesem einen Formschluß und/oder Reibschluß bilden kann. Kommt das Drehmoment von der Antriebseinheit kann das axiale Hohlrad entlang der Schrägverzahnung in Richtung der den Form- und/oder 15 Reibschluß bildenden Fläche des Steges verlagert werden. Zur Bildung des Form- beziehungsweise Reibschlusses können hierzu an den Kontaktflächen des Steges und Gehäuses komplementär zu den entsprechend an den Seitenflächen des Hohlrad ausgebildete Mittel, wie beispielsweise eine Hirtverzahnung, Klauen oder Nocken vorgesehen sein. Unterstützend oder für sich allein können auch Mittel wie Reibflächen mit entsprechend dazu 20 korrespondierenden Reibbelägen angeordnet sein, wobei die Reibflächen am Hohlrad oder am Steg beziehungsweise am Gehäuse angebracht sein können.

Weiterhin vorteilhaft für einen boost-Betrieb der elektrischen Maschine, das heißt einer Unterstützung der Antriebseinheit durch elektrische Maschine bei der Fortbewegung des Fahrzeugs, bei der sich während eines den Momentenflusses von der elektrische Maschine in Richtung Abtriebseinheit die

5 Übersetzung nicht wie beim Startvorgang ändern soll, ist die Arretierung der ersten Übersetzungsstufe insbesondere bei Drehzahlen, die höher als die während des Startvorgangs sind. Hierzu kann vorgesehen werden, daß zumindest ein am Außenumfang des Stegs in einer Ausnehmung untergebrachter Körper bei höheren Drehzahlen mittels der dann 10 anwachsenden Fliehkraft in eine entsprechend ausgenommene Bohrung am Innenumfang des Hohlrads eingreift, wodurch ein Formschluß entsteht und die Übersetzungsstufe gesperrt wird, obwohl sich durch den boost-Betrieb die Drehmomentrichtung umgekehrt wird. Vorteilhafterweise kann ein Vielzahl über den Umfang verteilter Körper vorgesehen werden, die beispielsweise 15 Kugelgestalt aufweisen oder gerundete Stifte sein können, wobei die Kanten der hohlradsseitigen Ausnehmungen axial und radial verrundet sein können. Vorteilhaft ist auch, die Kugeln mit einer, auf den Bedarf eingestellten Federkraft entgegen der Fliehkraft abzustützen.

20

In derselben Weise kann ein Getriebe aus jeweils einem Zahnradpaar pro Übersetzungsstufe aufgebaut werden, wobei die Zahnradpaare durch

Zuordnung der entsprechenden Freiläufe und Kupplungen angesteuert werden. So sind beispielsweise bei zwei Übersetzungsstufen pro Übersetzungsstufe eine Kupplung oder ein Freilauf vorzusehen.

5 Weiterhin kann nach dem erfinderischen Gedanken ein Ausführungsmuster vorteilhaft sein, das axial beabstandet zwei Transmissionsscheibenpaare mit unterschiedlichen Transmissionsscheibendurchmessern zur Einstellung von zwei Übersetzungsstufen aufweist, wobei die Transmissionsscheiben jeweils ein separates Umschlingungsmittel aufweisen können, auf der Antriebswelle 10 und der Welle der elektrischen Maschine gelagert sind und pro Transmissionsscheibenpaar ein Freilauf vorgesehen ist und wobei die beiden Freiläufe einander bezüglich ihrer Überrollrichtung entgegengesetzt sind.

15 Die räumliche Anordnung des Getriebes kann aus Platzgründen bei koaxial angeordneten elektrischen Maschinen radial innerhalb des Rotors erfolgen, wobei aus dem Stator das gehäusefeste Hohlrad gebildet sein kann. Weiterhin ist bei elektrischen Maschinen mit einer von der Abtriebswelle der Antriebsmaschine verschiedenen An- beziehungsweise Abtriebswelle mit einer Wirkverbindung, die zwei scheibenförmige Übertragungselemente, 20 beispielsweise Transmissionsscheiben, Reibscheiben oder Zahnräder aufweist, die Anordnung radial innerhalb dieser Übertragungselemente, wahlweise auf der Seite der Antriebseinheit oder auf der elektrischen

Maschine vorteilhaft, wodurch elektrische Maschinen mit kleinem Durchmesser hergestellt werden können. Das Gehäuse der elektrischen Maschine kann bei einer Anordnung des Getriebes radial innerhalb der auf der Seite der elektrischen Maschine vorgesehenen Riemenscheibe gleichzeitig das Hohlrad

5 für das Getriebe sein und die Übertragungselemente können separat die feste Übersetzung bilden.

Eine weitere Ausgestaltung des erfinderischen Gedankens sieht die Verwendung einer Dämpfungseinrichtung und/oder eines Tilgers vor zwischen

10 der elektrischen Maschine und der Antriebseinheit vor, wobei diese zwischen Antriebseinheit und elektrischer Maschine und in besonders vorteilhafter Weise zwischen dem Getriebe und der Antriebseinheit angeordnet werden

können. Dabei handelt sich um an sich bekannte Bauteile, die zum Einsatz in dem Erfindungsgegenstand erfindungsgemäß ausgestaltet werden. So können

15 sie beispielsweise bei der Anordnung des Getriebes auf der Achse der elektrischen Maschine radial innerhalb des Rotors untergebracht werden oder bei einer Anbringung des Getriebes wahlweise an der Antriebseinheit oder an der elektrischen Maschine radial innerhalb der die Wirkverbindung bildenden Bauteile, also beispielsweise radial innerhalb von Transmissionsscheiben oder

20 Zahnräder.

Die Getriebe sind nach dem erfinderischen Gedanken mittels ihrem Gehäuse am Gehäuse der elektrischen Maschine oder an der Antriebseinheit befestigbar. Weiterhin kann es besonders von Vorteil sein, insbesondere wenn auf die Bereitstellung von Befestigungsmitteln seitens der Antriebseinheit oder

5 der elektrischen Maschine verzichtet werden soll, das Gehäuse um die Befestigungsachse, beispielsweise die Antriebswelle oder die Welle der elektrischen Maschine, verdrehbar zu lagern. Im folgenden wird beispielhaft die Lagerung auf der Antriebswelle erläutert, implizit ist darin auch die jeweilige Lagerung auf der Welle der elektrischen Maschine einzubeziehen

10 und kann von den Umständen der Applikation insbesondere von der Gestalt des Bauraums abhängig ebenfalls vorteilhaft sein.

Diese Art Getriebe ist statisch unbestimmt und kann nach der erfinderischen Überlegung so vorgesehen sein, daß das Gehäuse auf der Antriebswelle

15 verdrehbar gelagert ist, wobei das Gehäuse einen Hebelarm in Richtung Umschlingungsmittel aufweist, an dem ein Umschlingungsmittelspanner angeordnet ist. Auf diese kann sich das Gehäuse in Abhängigkeit von dem auf dem Umschlingungsmittel anliegenden Moment abstützen und sorgt dadurch für eine momentenabhängige Spannung des Umschlingungsmittels, wobei die

20 vorteilhafterweise eine Grundspannung aufweist. Besonders vorteilhaft kann es sein, die Lagerung des Getriebegehäuses und/oder der Transmissionsscheibe mittels Wälzlager oder dergleichen in gleicher axialer

Höhe des Umschlingungsmittels, also in der Umschlingungsmittellebene vorzusehen, da dadurch die Biegekräfte auf die Lager vernachlässigbar sind und die Lebensdauer der Lager verlängert werden kann. Für eine kostenoptimierte Produktion des Getriebes – auch in den anderen

5 Ausführungsbeispielen – kann eine einfache Ausgestaltung der Lager, beispielsweise als Gleitlagerung, durch die Verwendung von Kunststofflagern oder dergleichen, für die Übersetzungsstufe zum Starten der Antriebseinheit, da dieser Vorgang vergleichsweise kurz gegenüber dem Generatorbetrieb ist und daher verschleißmäßig weniger ins Gewicht fällt.

10

Eine weitere Ausgestaltungsmöglichkeit eines statisch unbestimmten Lagers kann die Trennung der Transmissionsscheibenachse und der Antriebsachse sein, wobei beide miteinander kraftschlüssig, beispielsweise durch ein Zahnradpaar, verbunden sind. Hierzu kann das Getriebegehäuse auf beiden

15 Achsen verdrehbar gelagert und das Getriebe um die Antriebswelle aufgebaut sein. Bei einer Belastung des Getriebes mit Drehmoment weicht die Transmissionsscheibe um den Drehpunkt der Antriebswelle aus, wird jedoch von der Spannung des Umschlingungsmittels abgestützt. Der Abstand d zwischen der Transmissionsscheibenachse und der Achse der Antriebswelle

20 ist dabei so klein wählbar, daß unter Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors die Transmissionsscheibenachse an einer vollen Umdrehung – einem Durchschlüpfen – gehindert wird. Der obere, wählbare Abstand d wird in erster

Linie durch die Baumaße vorgegeben, so daß eine Abstand d mit der Bedingung $20\text{cm} > d > 1\text{cm}$ besonders vorteilhaft ist. In diesem Ausführungsbeispiel können vorteilhafterweise Planetengetriebe – auch mit oben beschriebenem axial verschiebbares Hohlrad – verwendet werden.

5

Nach dem erfinderischen Gedanken können auch Zahnradgetriebe statisch unbestimmt ausgestaltet werden, wobei beispielsweise zwei Zahnradpaare für zwei Übersetzungsstufen so angeordnet werden, daß zwei Zahnräder mittels einander bezüglich der Überrollrichtung entgegengesetzten Freiläufen auf der

10 Antriebswelle gelagert sein können und die dazu korrespondierenden Zahnräder kraftschlüssig mit der Transmissionsscheibe, die wiederum mit Achsversatz zur Antriebswelle angeordnet ist, verbunden werden. Auch hier stützt sich die Transmissionsscheibe gegen das Umschlingungsmittel ab.

15

Vorteilhaft kann weiterhin sein, die wesentlichen Bauteile des Antriebsstrangs, beispielsweise das Getriebe und/oder die Zahnräder des Getriebes aus Metall und/oder Kunststoff oder einer Kombination aus beiden, zu fertigen. Weiterhin können Teile, wie beispielsweise Gehäuse, Deckel und/oder Flansche, gestanzt, gepreßt und/oder tiefgezogen sein. Desweiteren kann es vorteilhaft 20 sein, nach Anfordernis der Fertigungsbedingungen Schrauben, Nieten, Verschweißungen und/oder Verstemmungen als Verbindungsmitte einzusetzen.

Nach dem erforderlichen Gedanken kann es besonders vorteilhaft sein, die Elektromaschine auf der Seite der Antriebswelle um diese koaxial anzuordnen, die ursprünglich als Riemenscheibenseite vorgesehen war. Die Anordnung der

5 Elektromaschine auf dieser dem Geschwindigkeits-wechselgetriebe abgewandten Seite der Antriebswelle bietet in Verbindung mit entsprechenden Ausgestaltungsformen generell Vorteile gegenüber achsparallelen Anordnungen auf dieser Seite und/oder koaxialen Anordnungen der Elektromaschine axial zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe.

10

So kann beispielsweise der Rotor der Elektromaschine mit dem seiner Masse folgenden Trägheitsmoment die Schwungradfunktion wahrnehmen, so daß das getriebeseitig angeordnete Schwungrad beispielsweise bei einem

15 Schaltgetriebe bis auf die Kupplungsreibflächen entfallen kann, wobei ein im Antriebsstrang wirksamer Tilger im Bereich der Elektromaschine oder am getriebeseitigen Ende der Antriebswelle vorgesehen sein kann. Eine Torsionsschwingungsdämpfungseinrichtung kann vorteilhafterweise in den Kraftfluß zwischen die Antriebswelle und den Rotor der Elektromaschine geschaltet werden, so daß dieser weitgehend von Torsionsschwingungen 20 isoliert wird und/oder die Torsionsbelastung der Antriebswelle bei Torsionsschwingungen durch die vorhandene Rotormasse durch die

Entkoppelung reduziert werden kann. Dabei kann es besonders vorteilhaft sein, den Torsionschwingungsdämpfer auf eine überkritische Schwingungsisolation auszulegen, indem in Umfangsrichtung wirksame Energiespeicher zum einen von der Rotormasse als Sekundärmasse und von einer direkt der Antriebswelle zugeordneten Masse, beispielsweise einem bezüglich der erforderlichen Masse optimierten Schwungrad, beaufschlagt werden und dabei relativ gegeneinander verdrehbar sind und damit einen an sich bekannten Zweimassenschwungeffekt mit den zuvor genannten positiven Eigenschaften bewirken, wobei die Resonanzdrehzahl des Antriebsstrangs in einen Bereich unterhalb der Leerlaufdrehzahl und damit außerhalb des Fahrbereichs verlagert werden kann. Vorteilhaft kann es ebenfalls sein, den Dämpfer nur in einem Ausschnitt des Betriebsbereich des Antriebsstrangs beispielsweise bei einer vorgegebenen Übersetzungsstufe zwischen Antriebswelle und Rotor und/oder während eines bestimmten Betriebsmodus, beispielsweise im Fahrbetrieb und nicht während des Starts der Antriebseinheit durch die Elektromaschine zu betreiben.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, einen Kurbelwellentilger parallel zum Dämpfer zu betreiben. Außerdem kann die Rotormasse in einem anderen Ausführungsbeispiel als Tilgermasse eingesetzt werden. Dabei kann die Drehsteifigkeit und die Dämpfung der Verbindung zwischen dem Rotor und

Antriebswelle auf die jeweilige Eigenfrequenz der Antriebswelle abgestimmt werden.

Es kann weiterhin von Vorteil sein, ein Getriebe zwischen dem Rotor und der Antriebswelle in Baueinheit mit einem Kurbelwellentilger und einem Torsionsschwingungsdämpfer vorzusehen, wobei die Baueinheit teilweise mit Schmiermittel wie Öl oder Fett befüllt sein kann und die Bestandteile unter Dauerschmierung betrieben werden können. Dabei kann es von Vorteil sein, die Getriebeverzahnungen von den Torsionsschwingungen zu einer Verwirklichung eines geräuscharmen Betriebs und Funktion über die Lebensdauer des Fahrzeugs zu realisieren.

Ein Getriebe zwischen dem Rotor und der Antriebswelle mit zumindest zwei Getriebestufen kann in der erfindungsgemäßen Ausführung selbsttätig zwischen den Übersetzungsstufen beispielsweise durch die Verschiebekraft schrägverzahnter Gangräder, durch Fliehkraftverstellung, durch Freiläufe und dergleichen geschaltet werden. Eine weitere Alternative ist die aktive Umschaltung des Getriebes von außen, indem beispielsweise die Gangräder mittels Magnetkupplungen, Magnetbremsen, durch beispielsweise mit Magnetschaltern betätigten Klauenkupplungen und/oder mittels Aktoren betätigter Reibkupplungen gebremst und/oder verbunden werden, so daß

durch die Kombination der Betriebszustände verschiedene Übersetzungsstufen realisiert werden können.

Zur Synchronisation der selbsttägigen oder von außen bewirkten

5 Schaltvorgänge können entsprechende Synchronisationsmittel wie Sperringe und dergleichen eingesetzt werden, die ein differenzdrehzalabängiges Schalten ermöglichen und/oder die Elektromaschine kann durch aktive Ansteuerung zur Einstellung der Synchronisationsdrehzahlen eingesetzt werden. Hierzu kann die Elektromaschine beispielsweise vor dem Umschalten

10 von einer Übersetzung ins Schnelle, das heißt von einer hohen Drehzahl der Elektromaschine zu einer niedrigeren Drehzahl, in ihrer Leistungsaufnahme heruntergeregt werden, so daß sie während des Synchronisationsvorgangs das schneller drehende Bauteil der den Formschluß der neuen Übersetzung bildenden Bauteile des Getriebes auf annähernd gleiche Drehzahl bringen

15 kann. In derselben Weise kann vor dem Umschalten auf eine Übersetzung ins Langsame die Leistung der Elektromaschine und damit deren Drehzahl beispielsweise durch kurzzeitiges Zuschalten von Verbrauchen hochgeregt werden, so daß die Differenzdrehzahl der beiden die neue Übersetzungsstufe mittels eines Formschluß bildenden Bauteile minimiert wird, indem das zu

20 erwartende Schleppmoment der niedriger drehenden Elektromaschine kompensiert wird oder indem die Elektromaschine kurzzeitig als Antrieb auf das langsamer drehende Bauteil beschleunigend wirkt.

Der für die Synchronisation durch die Elektromaschine erforderliche Leistungssprung, der im Bereich von einem bis mehreren kW liegen kann, ergibt sich aus dem Synchronisationsmoment mit der zugehörigen Synchronisationsdrehzahl. Da sich beim Synchronisieren die Drehzahlen der die Übersetzungsstufe bewirkenden Bauteile definitionsgemäß annähern, ist der Leistungssprung beim Beginn der Synchronisation maximal. In einer durch die Bauart der Kupplungs- und Schaltelemente vorgegebenen Synchronisationszeit liegt das Moment durch die Massenträgheit der zu beschleunigenden Masse und durch die Änderung der Winkelgeschwindigkeit, die eine Funktion der Übersetzung des Getriebes ist, fest.

Die Höhe der unterstützend wirkenden Leistung der Elektromaschine kann von ihrem jeweiligen Betriebszustand abhängen. Liefert diese beispielsweise maximale Leistung, kann sie grundsätzlich nicht ihr Generatormoment erhöhen. In diesem Fall kann es vorteilhaft sein, dies durch ein Senken der Generatorleistung, beispielsweise durch Abschalten verschiedener Verbraucher oder der Versorgung durch die Batterie vor dem Schaltvorgang zu bewirken. Die Elektromaschine wird also künstlich in die Lage versetzt, beim Synchronisieren schlagartig ein hohes Moment aufbringen zu können, wobei die Bordnetzspannung über der Ladespannung gehalten werden kann, um

andere elektrische Verbraucher in ihrer Leistungsfähigkeit nicht einzuschränken.

Ein weicher Synchronisationsvorgang kann insbesondere dadurch erreicht werden, daß zur Bildung des Formschlusses der beiden die Übersetzungsstufe bildenden Bauteile die Synchronisationsdrehzahl mittels der Elektromaschine mit einem möglichst niedrigen Gradienten angefahren wird.

Dies kann entsprechend beim Wechsel von niedriger auf hohe Drehzahlen der Elektromaschine gelten, die dabei durch das Zuschalten zusätzlicher Verbraucher „künstlich“ ihr Moment erhöht, um beim Schalten „Last abzuwerfen“. Hier kann sogar ein noch größerer Effekt dadurch erzielt werden, daß die Elektromaschine in den motorischen Betrieb wechselt. Eine höhere Leistungsaufnahme kann auch dadurch erreicht werden, daß die E-Maschine absichtlich mit schlechterem Wirkungsgrad betrieben wird.

Um die Schaltvorgänge auch bei schnellen Drehzahländerungen für den Fahrer möglichst schonend zu gestalten, wird darüber hinaus vorgeschlagen, die Umschaltdrehzahl während des Betriebes, das heißt im Fahrmodus, zu ändern. Beispielsweise kann bei Motoren mit Abgasturbolader die Umschaltdrehzahl auf die Drehzahl legen, bei der durch die kinetische Energie des Abgases nennenswert Ladedruck aufgebaut wird, so daß die erhöhte

Beschleunigung am Ende des „Turbolochs“ für den Umschaltvorgang genutzt und damit die elektrischen Verluste während der Synchronisation kompensiert werden können.

- 5 Vorteilhaft für einen Antriebsstrang, insbesondere für den Antriebsstrang nach dem erfinderischen Gedanken ist die Einspeisung von mechanischer Energie in das Antriebssystem während Verzögerungsvorgängen, wobei die mechanische Energie mechanisch, beispielsweise als Rotationsenergie in einem Schwungrad, beispielsweise in der Rotormasse, gespeichert werden
- 10 kann und einem anschließenden Beschleunigungs- oder Startvorgang der Brennkraftmaschine zur Verfügung steht und/oder mittels einer Konversion in elektrische Energie gespeichert wird. Es wird vorgeschlagen, für derartige Konzepte, bei denen sich auch in Rekuperationsphasen die Antriebswelle der Antriebseinheit wie Brennkraftmaschine dreht, beispielsweise wenn die
- 15 Elektromaschine nicht mittels einer Kupplung von der Brennkraftmaschine abkoppelbar ist, Schleppmomente der Antriebseinheit durch folgende, vorteilhafte Maßnahmen, die einzeln oder in Kombination anwendbar sind, während des Schubbetriebes zu reduzieren:
- 20 - Reduzierung der Verluste durch Undichtigkeiten und Ladungswechsel durch gezwungenes Öffnen der Ventile im Schubbetrieb. Dies kann bei elektromechanischen, elektromagnetischen, hydraulischen und

pneumatischen Ventilbetätigungen realisiert werden. Prinzipiell kann aber auch der Einsatz eines mechanischen Stellgliedes vorteilhaft sein.

- Reduzierung von Drosselverlusten durch Öffnen der Drosselklappe, 5 beispielsweise mittels vorhandenem Steller bei Fahrzeugen mit „E-Gas“.
- Verringerung der Reibleistung von Nebenaggregaten beispielsweise durch den Einsatz riemengetriebener durch elektrische Öl- und Wasserpumpen. Öl- und Wasserpumpe können bei elektrischem Antrieb 10 kraftfeldgesteuert betrieben werden, so daß diese bei Bedarf im Schub mit minimalen Verlusten arbeiten.
- Einsatz eines nicht direkt von der Kurbelwelle angetriebenen Ventiltriebs und dadurch Wegfall von dessen Reibleistung bei Abschaltung im 15 Schubbetrieb.
- Einschränkung der stark mit der Motordrehzahl ansteigenden Schleppleistung durch eine Übersetzungsverstellung. Beispielsweise kann eine komfortable Übersetzungseinstellung über ein stufenloses Getriebe 20 (CVT, leistungsverzweigte Hybridgetriebe), Stufenautomaten oder automatisierte Handschaltgetriebe realisiert werden, wobei die Übersetzungseinstellung zum Zwecke einer geringeren Schleppleistung in

Abhängigkeit von der Übersetzung der Elektromaschine und dem sich daraus ergebenden optimalen Betriebspunkt (Betriebsdrehzahl) erfolgen kann, wobei die Bestimmung der optimalen Übersetzung unter Würdigung beider Größen in einer Steuereinheit erfolgen kann.

5

- Reduzierung der Schleppleistung in Schubphasen durch Abschalten oder Einschränken der Leistungsaufnahme von Nebenaggregaten und Verbrauchern, sofern sie nicht der Fahrsicherheit dienen oder eine Komforteinbuße unmittelbar spürbar wird, beispielsweise elektrische Heizungen, Klimakompressor und dergleichen, dabei kann es vorteilhaft sein, die Verbraucher über eine gemeinsame Schnittstelle (z.B. via CAN) miteinander zu vernetzen, um beispielsweise mittels einer Steuereinheit die Verbraucher gezielt aus- und einzuschalten. Aus energetischer Sicht kann dabei die Brennkraftmaschine während ihrer Betriebsphasen unter höheren Mitteldrücken mit geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch betrieben werden.

Die Erfindung wird anhand der Figuren 1 bis 21 näher erläutert. Dabei zeigen

20 Figur 1 a – d verschiedene Anordnungsmöglichkeiten eines erfindungsgemäßen Antriebsstrangs,

Figur 2 einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der Welle der elektrischen Maschine angeordneten Getriebes mit zwei Freiläufen,

5 Figur 3 einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der Welle der elektrischen Maschine angeordneten Getriebes mit einem Freilauf und einer Kupplung,

10 Figur 4 einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der Kurbelwelle gelagerten Getriebes mit zwei Transmissionsscheibenpaaren unterschiedlichen Durchmessers,

15 Figur 5 einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der Antriebswelle angeordneten Getriebes mit einem axial verschiebbaren Hohlrad,

20 Figur 6 einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der Antriebswelle angeordneten, statisch undefiniert gelagerten Getriebes mit einem axial verschiebbaren Hohlrad,

Figur 7 eine skizzenhafte Ansicht eines Transmissionsscheibenpaars mit Spanneinrichtung,

Figur 8 einen Ausschnitt eines erfindungsgemäßen, auf der 5 Kurbelwelle gelagerten Umlaufgetriebes mit einer antriebswellenseitigen, zur Antriebswelle achsversetzten Transmissionsscheibe,

Figur 9 eine Prinzipskizze eines erfindungsgemäßen, auf der 10 Kurbelwelle gelagerten Stirnradgetriebes mit einer antriebswellenseitigen, zur Antriebswelle achsversetzten Transmissionsscheibe,

15 Figuren 10 bis 17 weitere Ausgestaltungs- und Anordnungs-möglichkeiten von erfindungsgemäß ausgestalteten Gegenständen,

Figur 18 ein Ausführungsbeispiel mit externer Verriegelung der Übersetzungsstufen,

Figur 19 ein weiteres Ausführungsbeispiel mit einem auf der Antriebswelle angeordneten Getriebe mit verbessertem Wirkungsgrad,

5 Figur 20 ein Ausführungsbeispiel mit einer konzentrisch um die Antriebswelle angeordneten Elektromaschine,

und

10 Figur 21 ein Detail aus der in Figur 20 dargestellten Anordnung.

Figur 1a - d zeigt verschiedene Anordnungsmöglichkeiten eines erfindungsgemäßen Antriebsstrangs 1, 1', 1'', 1''' mit einer Antriebseinheit 2,

2', 2'', 2''', beispielsweise einem Verbrennungsmotor, mit einer Antriebswelle

3, 3', 3'', 3''' die mittels einer Kupplung 4, 4', 4'', 4''' mit der Eingangswelle 5, 5',

5'', 5''' einer Abtriebseinheit 6, 6', 6'', 6''' beispielsweise einem Getriebe wie

Schaltgetriebe, automatisches Stufengetriebe oder kontinuierlich verstellbares

Getriebe (CVT), koppelbar ist. Mittels einer Wirkverbindung 7, 7', 7'', 7''' die

20 das anstehende Drehmoment überträgt und einem selbsttätig in Abhängigkeit

von der Drehmomentrichtung schaltenden Getriebe 9, 9', 9'', 9''' ist eine

elektrische Maschine 8, 8', 8'', 8''' in den Ausführungsbeispielen der Figuren 1a

– c mit der Antriebswelle 3, 3, ' 3“ und in dem in Fig. 1c gezeigten Ausführungsbeispiel mit der Eingangswelle 5“ verbunden.

In dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1a ist die Wirkverbindung 7 zwischen der 5 Kupplung 4 und der Antriebseinheit 2 um die Antriebswelle 3 angeordnet und überträgt das anstehende Drehmoment von der Antriebseinheit 2 über das Getriebe 9 auf die elektrische Maschine 8 und umgekehrt, wenn die elektrische Maschine 8 das Drehmoment liefert. In einem nicht gezeigten Ausführungsbeispiel ist das Getriebe 9 auf der Antriebswelle 3 angeordnet und 10 die Wirkverbindung 7 ist direkt mit der Welle 8a der elektrischen Maschine 8 drehschlüssig verbunden. Die elektrische Maschine 8 ist direkt mittels der Befestigung 8b mit der Antriebseinheit 2 oder einem anderen feststehenden Bauteil des nicht dargestellten Kraftfahrzeugs, in das der Antriebsstrang 1 eingebaut wird, verbunden. Die Wirkverbindung 7 kann als Riementrieb mit 15 Riemen und den dazugehörigen Riemenscheiben, als Antrieb mit Kegelscheibenrädern und einem Umschlingungsmittel, beispielsweise einer Kette oder als Reib- oder Zahnradübertragung oder dergleichen, ausgestaltet sein. Das Getriebe 9 kann in nicht dargestellter Weise an der elektrischen Maschine 8 oder an dem Gehäuse der Antriebseinheit 2 oder einem beliebigen 20 anderen feststehenden Bauteil des Kraftfahrzeugs befestigt sein oder als nicht statisch definiertes Getriebe sich mit seinem Gehäuse oder einem mittels

eines Achsversatzes zwischen Antriebswelle 3 und der Getriebeachse ausgebildeten Hebel an der Wirkverbindung 7 abstützen.

Die Figur 1b zeigt einen mit dem Antriebsstrang 1 bis auf die folgenden
5 Unterschiede identischen Antriebsstrang 1': die elektrische Maschine 7 ist in
diesem Ausführungsbeispiel an der der Abtriebseinheit 6' entgegengesetzten
Ende der Antriebswelle 3' mittels der Wirkverbindung 7' angeordnet. Das
selbst schaltende Getriebe 9' ist hierzu auf der Antriebswelle 3' untergebracht,
kann in einem nicht gezeigten Ausführungsbeispiel auch um die Achse der
10 elektrischen Maschine 8' vorgesehen sein.

Das in Figur 1c gezeigte Ausführungsbeispiel trägt die elektrische Maschine 8"
in konzentrisch um die Antriebswelle 3" angeordneter Ausführung im Kraftfluß
zwischen Kupplung 4" und Antriebseinheit 2", wobei der Stator 8a" am
15 Gehäuse der Antriebseinheit befestigt und der Rotor 8b Bestandteil des
Getriebes 9" ist, das radial innerhalb des Rotors 8b" ausgebildet ist, wobei
eine Wirkverbindung 7", beispielsweise über Reib- und/oder Zahnräder mit der
Antriebswelle 3", hergestellt wird.

20 Es versteht sich, daß eine koaxial um die Antriebswelle 3"" angeordnete
elektrische Maschine 8" auch – wie bereits in der Patentschrift US 4 458 156,
die voll inhaltlich in die vorliegenden Unterlagen aufgenommen ist, offenbart –

an dem der Abtriebseinheit 6“ gegenüberliegenden Ende der Antriebswelle angeordnet werden kann und erfindungsgemäß ein entsprechendes Getriebe 9“ zur Einstellung der Übersetzung zwischen der elektrischen Maschine 8“ und der Antriebseinheit 2“ radial innerhalb des Außenumfangs des Rotors 8b“ 5 aufweist. Der Vorteil liegt in dem Wegfall größerer Änderungen an der Schnittstelle zwischen Antriebs- und Abtriebseinheit 2“, 6“, beispielsweise an der Getriebeglocke.

In Figur 1d ist ein Ausführungsbeispiel gezeigt, dessen selbst schaltendes 10 Getriebe 9“ in die Abtriebseinheit 6“, beispielsweise einem Geschwindigkeitswechselgetriebe, integriert ist. Auch hier kann - dem Beispiel der Figuren 1a und 1b folgend – das Getriebe 9“ um die Eingangswelle 5“ oder um die Welle der elektrischen Maschine 8“ angeordnet sein. Als Wirkverbindung 7“ empfiehlt sich hier – neben den beschriebenen 15 Beispielen – vorzugsweise ein Zahnradpaar, das insbesondere auch weitere Übersetzungsfunktionen im Getriebe ausführen kann.

In Figur 2 ist in Teilansicht der oberen Hälfte entlang der Achse 110 der – nicht dargestellten elektrischen Maschine - ein Ausführungsbeispiel eines 20 erfindungsgemäßen Getriebes 109 gezeigt, das als Planetengetriebe mit einem auf der Welle 112 der elektrischen Maschine angeprägten oder aufgeschrumpften Sonnenrad 113, einem Planetensatz 114 und einem am

Innenumfang des Getriebegehäuses 115 angeformten oder mit dem Gehäuse 115 fest verbundenen Hohlrad 116 ausgeführt ist. Der Planetensatz 114 wird von einem Steg 117 mit einer der Anzahl der Planetenräder des Planetensatzes 114 entsprechenden Anzahl von Achsen 118, auf denen die 5 Planetenräder gelagert sind, aufgenommen. Der Steg 117 weist dabei zur Aufnahme der Achsen 118 ein sich radial erstreckendes Flanschteil 117a und zur Lagerung auf der Achse 112 der elektrischen Maschine eine sich axial erstreckende Hülse 117b auf.

10 In dem gezeigten Ausführungsbeispiel sind zur verdrehbaren und taumelfreien Lagerung zwei axial durch einen Distanzring 119a beabstandete Wälzlager 119 vorgesehen, die auf beiden Seiten je durch einen Sicherungsring 119b, 119c gesichert sind. Auf der dem radialen Flanschteil 117a entgegengesetzten Ende des axialen Flanschteils 117b Stegs 117 ist an dessen Außenumfang der erste Freilauf 120 angeordnet, auf dem die zur elektrischen Maschine gehörige Riemscheibe 121 gelagert ist, wobei der Freilauf 120 gegen eine in der Riemscheibe 121 als Anschlag 121a dienende Schulter gepreßt und auf der gegenüberliegenden Seite mit einem Sicherungsring 121b gegen axialen 15 Versatz gesichert ist. An der dem Planetensatz 114 abgewandten Seite der Riemenscheibe 121 ist an deren Innenumfang bei verringertem Durchmesser 20 der Riemscheibe 121 der zweite Freilauf 122 aufgenommen und direkt auf der Welle 112 der elektrischen Maschine gelagert, wobei er gegen axialen

Versatz einerseits durch eine in der Welle 112 vorgesehene Schulter 112a und andererseits durch den Sicherungsring 112b gesichert ist. Die Riemenscheibe 121 ist gegen Axialversatz durch die Sicherungsringe 121b, 121c geschützt. Die mit Nuten 121 versehene Reibfläche der Riemenscheibe 121 nimmt den - nicht dargestellten – Riemen auf, der das anstehende Drehmoment von der elektrischen Maschine an eine antriebswellenseitige Riemenscheibe und umgekehrt überträgt.

Das Gehäuse 115 des Getriebes 109 wird durch den Steg 117 ergänzt, so daß der Planetensatz 114 und die Wälzlager 119 in einem abgeschlossenen Raum, gefettet werden oder in einem Ölbad laufen können, wobei die Spalte zwischen Steg 117, Gehäuse 115 und Welle 112 durch die Dichtungen 124, 124, 125 abgedichtet sind.

Mit dem Gehäuse 115 sind der elektrischen Maschine zugekehrt ein Befestigungsflansch oder Befestigungsbügel 126 verschraubt, vernietet oder verschweißt, mit denen das Getriebe 109 mittels radial außen angebrachter Ausnehmungen 126a mit der elektrischen Maschine verbunden und zentriert wird.

20

Wird von der elektrischen Maschine ein Drehmoment in Richtung Antriebswelle eingespeist, so wird der zweite Freilauf 122 überrollt und das

Drehmoment von der Welle 112 über den Planetensatz 114 zum Steg 117 und von dort über den Freilauf 120 in die Riemenscheibe 121 zur Übertragung auf die Antriebswelle geleitet. Daraus resultiert eine Übersetzung ins Langsame, wodurch die elektrische Maschine mit großer Drehzahl und entsprechend 5 verringertem Moment die Antriebseinheit starten kann. Zur Unterstützung dieses Vorgangs kann zusätzlich eine Übersetzung ins Langsame durch die Wahl der Riemenscheibendurchmesser vorgenommen werden.

Bei einem Drehmomentfluß von der Antriebseinheit in Richtung elektrischer 10 Maschine wird das Drehmoment von der Riemenscheibe 121 direkt über den Freilauf 122 in die Welle 112 der elektrischen Maschine eingeleitet und diese ohne Übersetzung angetrieben, die in diesem Betriebsmodus Strom erzeugen kann. Der Freilauf 120 wird dabei überrollt.

5 Die Figur 3 zeigt mit dem Getriebe 209 eine Abwandlung des Getriebes 109 unter Verwendung einer Kupplung 220, die über einen Elektromagneten 227 angesteuert wird, anstatt des ersten Freilaufs 120 in Figur 2.

Hierzu ist der Elektromagnet 227 mit dem einem ringförmigen Kern 229 20 umgeben, der mit dem Gehäuse 215 drehfest verbunden ist und an seinem Außenumfang eine Steckverbindung 228 aufweist, die den Elektromagneten 227 mit einer externen Stromquelle und einer Steuerleitung, die beispielsweise

den Elektromagneten 227 in Abhängigkeit von der Stromrichtung an der elektrischen Maschine schließt und öffnet, versorgt. Der Kern 229 ist mittels des Lagers 231, das beidseitig mit den Sicherungsringen 230a, 230b gegen axialen Versatz gesichert ist, verdrehbar auf einem Kupplungsflansch 231 gelagert. Der Kupplungsflansch 231 ist auf der Welle 212 zentriert und mittels einer nicht gezeigten Paßfeder, die in eine Nut 212a der Welle 212 der elektrischen Maschine eingreift, drehschlüssig verbunden.

Ein radialer ausgerichteter Teil des Kupplungsflansches 231 bildet die Anpreßplatte 231a der Kupplung 220 und trägt stirnseitig im Bereich des Außenumfangs Klauen 220a die beim Einrücken der Kupplung 220 mit den stirnseitig an der auf der Welle 212 zentrierten Druckplatte 233 vorgesehenen Klauen 220b eine kraftschlüssige Verzahnung bilden. Die Druckplatte 233 wird während des Einrückvorgangs der Kupplung 220 bei Betätigung des Elektromagneten axial auf die Anpreßplatte 231a zubewegt, wobei währenddessen die Anpreßplatte über den Spalt 227a magnetisiert wird. Die Druckplatte wird bei Abschalten des Elektromagneten 227 über einen nicht dargestellten, axial wirkenden Kraftspeicher ausgerückt.

Im weiteren Verlauf des Kraftflusses ist die Druckplatte 233 mittels einer am Innenumfang einer axial vorstehenden Nase 233a angeprägten Verzahnung 233b axial verschiebbar und drehschlüssig mit dem Sonnenrad 213

verbunden, das mittels eines axial ausgerichteten Flanschteils 213a, an dessen Innenumfang ein Wälzlager 212b angebracht ist, auf der Welle 212 verdrehbar gelagert. Am Außenumfang des Flanschteils 213a ist ein Zahnkranz 213b vorgesehen, der mit dem Planetensatz verzahnt ist. Die

5 Achsen 218 für den Planetensatz sind direkt mit der Riemenscheibe 221 verbunden, die somit gleichzeitig den Steg für den Planetensatz 214 bildet.

Auf axialer Höhe des Planetensatzes 214 ist das Gehäuse 215 radial aufgeweitet und bildet mit einer Innenverzahnung 216 das Hohlrad des Getriebes 209.

10

Die Riemenscheibe 221 ist mittels des Lagers 219 und des Freilaufs 222, der axial mit den Sicherungsringen 221b, 221c gesichert ist, ebenfalls auf der Welle 212 gelagert. Das Gehäuse ist gegen die Welle 212 und gegen die Riemenscheibe 221 mittel den Dichtungen 223, 224, 225 abgedichtet.

15

Bei geschlossener Kupplung, beispielsweise während des Startvorgangs der Antriebseinheit, wird der Freilauf 222 überrollt und über das Sonnenrad 213, den Planetensatz 214 und die Riemenscheibe die Antriebseinheit mit einer ins Langsame übersetzten Drehzahl von der elektrischen Maschine gestartet.

20 Steigt die Drehzahl der Antriebseinheit so kann zu einem exakt definierten Zeitpunkt, beispielsweise bei der Stromumkehr an der elektrischen Maschine die Kupplung 220 ausgerückt werden und das von der Antriebseinheit

ankommende Drehmoment wird über den Freilauf 222 direkt und ohne Übersetzung durch das Getriebe 209 auf die Welle 212 eingespeist und treibt die elektrische Maschine an.

5 In Figur 4 ist eine Teilansicht eines Ausführungsbeispiels betreffend ein Getriebe 309 mit einer selbsttätigen Einstellung von zwei Übersetzungsstufen in Abhängigkeit von der Drehmomentrichtung mit zwei jeweils mit einem Riemen verbundenen Riemenscheibenpaaren mit unterschiedlicher Übersetzung gezeigt, wobei nur das Getriebe 309 mit den zu den 10 Riemenscheibenpaaren gehörigen Riemenscheiben 321, 334 dargestellt ist.

Ein ringförmiger, sich axial erstreckender Flansch 331 des Getriebes 309 ist mittels eines an seinem Innenumfang im mittleren Bereich zwischen beiden axialen Enden radial nach innen gerichteten Flansch auf der Antriebswelle 303 der Antriebseinheit mittels der Schraube 303a verbunden, wobei die Drehfestigkeit zwischen Flansch 331 und Antriebswelle 303 über die Verzahnung 303b hergestellt wird. Ein erstes ringförmiges Teilstück 331b des Flansches ist axial über die Antriebswelle 303 und ein zweites Teilstück 331c ist der Antriebswelle 303 entgegengesetzt axial ausgerichtet ist, wodurch eine 20 ringförmige Plattform am Außenumfang des Flansches 331 gebildet wird, auf dem die ersten Freiläufe 322a, 322b und das axial zwischen diesen liegende und mittels den Sicherungsringen 319a gegen axialen Versatz gesicherte

Wälzlagern 319 angeordnet sind. Um den radial über der Antriebswelle 303 auf dem Teilstück 331b des Flansches 331 angeordneten Freilauf 322a ist ein Flanschteil 321a vorgesehen, das mit einem nach radial außen verlaufenden Scheibenteil 321 im Bereich seines Außenumfangs mittels über den Umfang 5 verteilten Ausnehmungen und den Nieten 321c ein ringscheibenförmiges Teil 321d aufnimmt, das radial außen mit einem axial entgegen der Antriebswelle 303 angeformten, ringförmigen Ansatz 321e den Riemscheibenring 321f zur Aufnahme des Riemens mittels der Verschweißung 321g aufnimmt. Der Flansch 321a und das ringscheibenförmige Teil 321d können auch einstückig 10 ausgeführt sein. Um ein möglichst hohes Drehmoment übertragen zu können, ist auf dem Freilauf 322b, auf dem Wälzlagern 319 sowie auf dem Außenumfang des Flanschteils 321a ein weiteres Flanschteil 335 angeordnet und zentriert, das stirnseitig mit dem Flanschteil 321a mittels der annähernd gleichmäßig über den Umfang verteilten Schrauben 335a verbunden ist. An 15 einer radial abstehenden Schulter 335 ist am Außenumfang des Flanschteils 335 ein Wälzlagern 336 angeordnet und durch den Sicherungsring 336a gesichert, auf dem das Gehäuse 315 verdrehbar gelagert ist. Zur Sicherung des Gehäuses gegen axialen Versatz und zur Abdichtung ist an dessen Stirnseite ein Abdeckblech 315a vorgesehen, das mittels über den Umfang 20 verteilter Schrauben 315b an einem radial nach außen verlaufenden, mit entsprechenden Ausnehmungen versehenen Flanschteil 315c des Gehäuses befestigt ist und das Gehäuse an dem Wälzlagern 336 axial mittels einer axial

angeformten Nase 315d positioniert und das Gehäuse 315 gegen das Flanschteil 335 mittels der Dichtung 324 abdichtet. Das Gehäuse folgt zur Optimierung des Platzbedarfs der radialen Kontur der Flanschteile 335, 331 und ist an seinem von der Antriebswelle 303 größten Abstand axial eingezogen und bildet einen axial in Richtung Antriebswelle ausgebildeten Flansch 337, an dessen Außenumfang die Freiläufe 320a, 320b angeordnet sind, die wiederum das Flanschteil 331c des mit der Antriebswelle 303 fest verbundenen Flansches 331 aufnehmen. Mittels einer radial abstehenden Schulter 315e an der im mittleren axialen Bereichs der Kontur des Gehäuses 315 ist ein Anschlag für die Riemscheibe 334 gebildet, die aus einem ringscheibenförmigen Teil 334a, dem Riemscheibenring 334b zur Aufnahme des Riemens und einem Verstärkungsring 334 gebildet ist, wobei die drei Teile jeweils miteinander verschweißt sind.

15 Das Getriebe 309 funktioniert in der Weise, daß während eines Startvorgangs der Antriebseinheit von der elektrischen Maschine ein Drehmoment von den Riemscheiben der elektrischen Maschine auf die beiden Riemen eingespeist wird und die beiden antriebswellenseitigen Riemscheiben 321, 334 mit Drehmoment beaufschlagt. Die Riemscheibe 321 mit ihrem 20 gegenüber der Riemscheibe 334 größeren Durchmesser lässt bei angenommenem gleichen Durchmesser der Riemscheiben der elektrischen Maschine eine größere Übersetzung der Drehzahlen der elektrischen

Maschine ins Langsame zu. Über die Flanschteile 321b, 321a wird das Drehmoment auf den Flansch 331 und dann auf die Antriebswelle 303 geleitet, wobei die Freiläufe 322a, 322b geschlossen sind und die Freiläufe 320a, 320b überrollt werden.

5

Während des Betriebs der elektrischen Maschine als Stromgenerator werden die Freiläufe 322a, 322b überrollt und die Freiläufe 320a, 320b sind geschlossen, so daß das von der Antriebswelle 303 kommende Drehmoment über den Flansch 331, die Freiläufe 320a, 320b auf das Gehäuse 315 und von 10 dort auf die Riemscheibe 334 übertragen wird. Der kleinere Durchmesser der Riemscheibe 334 liefert verglichen mit der Riemscheibe 321 höhere Drehzahlen an die elektrische Maschine, wobei zur Bestimmung der Übersetzungsverhältnisse die Durchmesserverhältnisse der Riemscheiben der Riemscheibenpaare zu berücksichtigen sind, wobei beiden 15 Übersetzungsstufen eine gleichartige Grundübersetzung zugrunde gelegt sein kann.

In der Figur 5 ist ein Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Getriebes 409 dargestellt. Es ist mittels eines Trägerflansches 438 auf der Antriebswelle 20 403 gelagert und mittels der Schraube 403a, die durch eine kreisförmige Öffnung 413c im Sonnenrad 413 hindurch angezogen wird. Das Gehäuse 415 ist am Gehäuse 402 der Antriebseinheit mittels eines im Querschnitt L-

förmigen Flanschteils 437 zentriert und fest mit diesem mittels des Schraubenkreises 402a verbunden. Der sich axial erstreckende Schenkel 437a wird in eine entsprechende Ausnehmung des Gehäuses 415 gesteckt und mittels einer Verzahnung 437b drehschlüssig mit diesem verbunden.

5

Das Gehäuse 415 ist aus den Gehäuseteilen 415a, 415b, 415c verschweißt – kann jedoch wie die übrigen Bauteile ebenfalls aus einteiligen mittels Umformungstechniken hergestellten Teilen hergestellt sein – und schließt eine Kammer 445 ein, in der die Dämpfungseinrichtung 439 und der Tilger 440 sowie das aus Sonnenrad 413, den Planetenrädern 414 und dem axial verschiebbaren, verdrehbaren Hohlrad 416 bestehende Planetengetriebe 409a untergebracht sind.

15 Auf dem Außenumfang des Flanschteils 415a ist gegen eine vom Gehäuseteil 415b und dem Flanschteil 415a radial ausgebildete Schulter 415d ein Wälzlager 419 angeordnet, das axial ohne Spiel an einem verlängerten, am Flanschteil 415a zentrierten Schenkel eines im Querschnitt U-förmigen zum Wälzlager 419 hin offenen Rings 419a, der mittels eines Sicherungsring 419b gegen axialen Versatz gesichert ist, fixiert ist. Auf dem Wälzlager 419 ist der 20 Kontur des Gehäuses 415 unter Bildung eines minimierten Spalts 441 folgend der Riemscheibenkäfig 442, bestehend aus dem L-förmigen Flansch 442, dem Riemscheibe 421, dem Zwischenring 443 und dem Scheibenteil 444,

verdrehbar zum Gehäuse 415 angeordnet und axial gegen Versatz durch die nach radial innen gerichtete Nase 442b am Flanschteil 442a und den Sicherungsring 419c gesichert. Der L-förmige Flansch 442a trägt am Außenumfang des radial nach außen gerichteten Flanschteils die mit ihm verschweißte Riemscheibe 421, die als ringförmiges Bauteil ausgeführt ist.

5 Im Anschluß an die Riemscheibe 421 ist mit dieser axial ein Zwischenring 443 verschweißt, mit dem das Scheibenteil 444 mittels den Schrauben 444a verschraubt ist. Das Scheibenteil 444 weist an seinem Innenumfang eine beidseitige Verstärkung 444b in axiale Richtung auf, in die über den Umfang 10 verteilte Gewindebohrungen zur Verschraubung des Sonnenrads 413 auf, das hierfür einen radial nach außen gerichteten Flansch 413a mit dem entsprechenden Lochkreis zur Aufnahme der Schrauben 413b aufweist, geschnitten sind, wodurch eine drehfeste Verbindung und Abdichtung zwischen dem Sonnenrad 413 und dem Scheibenteil 444 resultiert.

15

Der Steg 417 des Planetengetriebes 409a nimmt die Planetenräder 414 mittels der Achsen 418 und den zwischengelegten Gleitlagern 414a, 414b auf und ist auf einem axial ausgerichteten Vorsprung 438a des auf der Antriebswelle 403 angeordneten Trägerflansches 438 mittels des axial durch die radial 20 hervorstehende Schulter 438b und durch den Sicherungsring 436a axial festgelegten Wälzlagers 436 verdrehbar gelagert. Am Außenumfang des

Stegs 417 ist mittels der Verzahnung 446 ein Formschluß zu der Dämpfungseinrichtung 439 vorgesehen.

Das Funktionsprinzip des zwei Übersetzungsstufen aufweisenden Getriebes

5 409 sieht eine Übersetzung der von der elektrischen Maschine auf die Riemenscheibe 421 übertragenen Drehzahl, beispielsweise während des Startvorgangs ins Langsame vor – bei Zugrundelegung der vorhandenen Geometrie 1:5. Hierzu wird das Drehmoment von der Riemenscheibe 421 über das Scheibenteil 444 auf das Sonnenrad 413 übertragen. Das Sonnenrad 413
10 treibt über die Schrägverzahnung 413e die - vorzugsweise drei - Planetenräder 413 an. Der Steg 417 wird durch die Antriebswelle 403 über die Dämpfungseinrichtung 439 geblockt, so daß über die Schrägverzahnung 416a, deren Steigung so gewählt ist, daß das Hohlrad 416 mit einer kleineren als die entgegenhaltende Kraft der Antriebswelle 403 axial und gegen das zur
15 Steuerung des Lastreibmoments vorgesehene, zwischen dem axial ausgerichteten Flanschteil 417a des Stegs 417 und dem Hohlrad 416 wirksame, dreiteilige Gleitlager 449 mit dem radial wirkenden Federring 449a verschoben wird, das Hohlrad 416 axial von der Antriebswelle 403 weg bewegt und mittels der Klauen 416a, 415d am Hohlrad 416 und am Gehäuse 415
20 einen Formschluß bildet. Zur Sicherung gegen zu starkes Auslenken des Hohlrad ist an der Stirnseite der Klauen 415d ein Sicherungsring 415e in das Gehäuseteil 415c eingeschnappt. Über den Formschluß ist das Hohlrad 416

fest mit dem Gehäuse 415 verbunden, so daß die Antriebswelle mit der entsprechenden Übersetzung des Planetengetriebes 409a über den Weg der Verzahnung 446 in das Eingangsteil 447 mit Beaufschlagungseinrichtungen für die Kraftspeicher 448 zum Ausgangsteil 438c, in dem zur Aufnahme und 5 Beaufschlagung der Kraftspeicher Taschen 438d ausgeformt sind, wodurch Eingangsteil 447 und Ausgangsteil 438c entgegen der Wirkung des zumindest einen, sich zumindest teilweise über den Umfang erstreckenden Kraftspeichers 448 zur Dämpfung von im Antriebsstrang auftretenden Drehungleichförmigkeiten relativ gegeneinander verdrehbar sind. Vom 10 Ausgangsteil 438c wird das Drehmoment über den Trägerflansch 438 an die Antriebswelle 403 weitergeleitet, wodurch die Antriebseinheit mit gegenüber der elektrischen Maschine verminderter Drehzahl gestartet wird.

15 Parallel zur Dämpfungseinrichtung 439 ist ein Tilger 440 zur Tilgung von Drehungleichförmigkeiten mittels eines ringförmigen Masseteils 440, in das zumindest eine Tasche 440b zur Aufnahme und Beaufschlagung von zumindest einem Kraftspeicher 440c, der sich zumindest teilweise über den Umfang erstreckt und gegen dessen Wirkung das Masseteil 440 gegen das mit dem Trägerflansch 438 verbundene, beispielsweise verschweißte, 20 Eingangsteil 438d relativ verdrehbar ist, eingeprägt ist.

Kehrt sich nach dem Startvorgang das Drehmoment und treibt die Antriebswelle 403 an, so wird der Steg 417 entgegen des Trägheitsmoments der elektrischen Maschine bewegt und das Hohlrad weicht infolge des über die Schrägverzahnung 416a anliegende Moments axial in Richtung Antriebswelle aus. Zur Bildung eines Formschlusses mit dem Steg 417 sind an der diesem zugewandten Stirnseite Klauen 416c vorgesehen, die in entsprechende, fensterförmige Ausnehmungen 417b des Stegs 417 eingreifen.

Zum Schutz der Klauen 416c vor Zerstörung, da die Umschaltung in diesen Formschluß bereits bei laufendem Steg 417 und annähernd stehendem Hohlrad 416 erfolgt, ist ein Sperring 450 vorgesehen, der mit dem Hohlrad 416 über einen konischen Reibschluß an seinem Außenumfang in Verbindung steht und mit einer radial nach innen gerichteten Nase 450a an ihrem Innendurchmesser in eine entsprechende Nut des Stegs 417 mit Spiel eingehängt ist. Bei annähernd gleicher Drehzahl zwischen Hohlrad 416 und Steg 417 greifen - bewirkt durch das an der Schrägverzahnung 416a anliegende Moment – die Zähne der axial ausgerichteten Verzahnung 450b des Sperrings 450 in den Lochkreis 416d des Hohlrads entgegen der Kraft des rückstellenden, axial wirkenden Kraftspeichers 450c ein und geben dadurch den Weg für die Ausbildung des Formschlusses zwischen den Klauen 416c, 417b frei. Bei Umkehr des Drehmomentflusses wird die Verzahnung zwischen

den Teilen 450b, 416d durch axiale Beabstandung von Sperring 450 und Steg 417 mittels des Kraftspeichers 450c wieder gelöst.

Nach der Ausbildung des Formschlusses mittels der Klauen 416c und der Ausnehmungen 417b läuft der Steg 417 direkt mit dem Planetensatz um, da das Hohlrad 416 mit dem Steg verblockt ist und Drehmomentfluß verläuft ohne Übersetzung über die Achsen 418 und dem Planetensatz 414 zum Sonnenrad 413 und wird von dort über das Scheibenteil 444 zur Riemenscheibe 421, die über den Riemen die elektrische Maschine speist.

10

Um die elektrische Maschine als booster, also zur Unterstützung der Antriebseinheit, oder als alleinige Antriebsquelle für das Kraftfahrzeug nutzen zu können, ist es wünschenswert, bei größeren Drehzahlen als die der Startdrehzahl die erneute Umschaltung auf die Startübersetzung bei Drehmomentfluß von der elektrischen Maschine zu blockieren. Hierzu wird eine Fliehkrafteinrichtung, bestehend aus über den Umfang verteilten, in Ausnehmungen 451 am Außenumfang des Stegs 416 versenkten Kugeln, Ringsegmenten oder Stiften 452, die unter Fliehkraft in entsprechende Ausnehmungen 453 im Hohlrad eingreifen und bei höheren Drehzahlen Steg 416 und Hohlrad 417 fest miteinander verbunden. Kommt die Antriebseinheit zum Stillstand können bei einem erneuten Startvorgang die Kugeln 452 wieder annähernd kraftfrei in die Ausnehmungen 449 gedrängt werden. Zum Ablauf

des Vorgangs können die Ränder der Ausnehmungen 449, 453 entsprechend ausgeformt sein, beispielsweise können in axiale und in Umfangsrichtung entsprechend auslaufende Profile vorgesehen sein oder die Kugeln können über kleine Federn zurück gedrückt werden.

5

In Figur 6 ist ein der Funktionsweise und dem Aufbau dem Ausführungsbeispiel des Getriebes 409 in Figur 5 entsprechendes Getriebe 509 in Teilansicht mit den nachfolgend beschriebenen, sich unterscheidenden Merkmalen dargestellt.

10

Das Getriebe 509 ist nicht mit dem Gehäuse 515 an der Antriebseinheit verschraubt, sondern statisch undefined ausgestaltet, das heißt, daß das Abstützmoment des Gehäuses 515 mittels eines sich radial erstreckenden, entlang der durch die nicht dargestellte Riemscheibe der elektrischen Maschine und die Riemscheibe 521 aufgespannten Riemscheibenebene angeordneten Hebels 554 am - hier nur angedeuteten - Riemen 555 abstützt, wodurch eine Änderung des Gehäuses der Antriebseinheit entfällt und das Getriebe 509 ohne weitere Änderungen der Bauform der Antriebseinheit eingesetzt werden kann. Hierzu ist am radial außen befindlichen Ende des

15

Hebels 554 eine axial verstärkte Durchführung 556 für eine Riemenspanneinrichtung 559 mittels einer Welle 556a vorgesehen, die mittels des Lagers 556b eine zur Welle 556a verdrehbare Spannrolle 557 aufnimmt.

Die Spannrolle 557 stützt sich je nach Drehmomentrichtung mit einem zum anliegenden Drehmoment proportionalen Abstützmoment an einer der beiden Riemenseiten des Riemens 555 ab, so daß der Riemen 555 bei kleinen anliegenden Drehmomenten weniger belastet und dadurch seine und die 5 Lebensdauer der Lager 519, 558 verlängert wird. Der Hebel 554 ist mit dem Gehäuse 515 mittels eines an seinem Ende, axial in Richtung Gehäuse 515 angeformten Rings 554a mit einer Innenverzahnung 554b auf einem axialen Vorsprung 515a mit einer Außenverzahnung 515b drehfest und mittels des Sicherungsringes 515c axial spielfrei verbunden. Zur Verhinderung der Neigung 10 des Gehäuses 515 aus der Rotationsachse der Antriebseinheit ist dem ersten Wälzlagern 519 zwischen dem mit der Antriebswelle 503 verzahnten Trägerflansch 538 und dem Gehäuse 515 ein weiteres Wälzlagern 558 vorgesehen, das das Gehäuse gegen den Riemscheibenkäfig 543 verdrehbar abstützt. Beide Wälzlagern 519, 558 sind zur Vermeidung von 15 belastenden Kippmomenten innerhalb der Riemscheibenebene RE angeordnet. Nach dem erfinderischen Gedanken können an allen Ausführungsbeispielen weitere Nebenaggregate im Riementrieb eingeschlossen sein, so daß in diesem Fall auch die Lager dieser durch den optimierten Kippmomentverlauf geschont werden. Eine Vorspannung des 20 Riemens 555 sorgt für dessen einwandfreie Funktion.

In Figuren 7 ist ein Ausführungsbeispiel für einen Riementrieb 759 skizzenhaft dargestellt. Hierbei ist an dem mit dem Getriebegehäuse 715 verbundenen Hebel 754 ein Kraftspeicher 761 befestigt, der beide Spannrollen 757a, 757b miteinander direkt verbindet, wobei der Kraftspeicher 761 auf beide Spannrollen 757a, 757b eine Zugkraft ausübt. Zwischen den Spannrollen 757a, 757b und dem Kraftspeicher 761 verläuft jeweils ein Teilstrang des Riemens 755, so daß der die beiden Riemscheiben 762, 721 mit den auf der elektrischen Maschine beziehungsweise auf der Antriebswelle angeordneten Riemscheibenachsen 703, 762a verbindende Riemen 755 auf beiden Seiten 5 gegen die Kraft des Kraftspeichers 761 vorgespannt wird. Bei Bedarf können in den Riementrieb 659 sowie in jede weitere Ausführungsform von Wirkverbindungen zwischen Antriebswelle und Welle der elektrischen Maschine zusätzliche Nebenaggregate aufgenommen werden.

15 Das Ausführungsbeispiel eines Getriebes 809 in Figur 8 weist zwei verschiedene Achsen 803a, 865 der Antriebswelle 803 und der Riemscheibe 821 mit dem Abstand d auf. Die Riemscheibe 821 ist radial nach innen abfolgend aus der Riemenfläche 821a, einem L-förmigen Flansch 821b, einem zur Aufnahme des Planetengetriebes 809a auf radialer Höhe der 20 Antriebswelle 803 axial ausgeformten Scheibenteil 821c sowie einem um die Achse 865 angeordneten Stumpf 821d mit einer Außenverzahnung 821e aufgebaut, wobei die Teile untereinander verschweißt sind. Das Zahnrad 813

ist mittels einer Innenverzahnung 813a drehgeschlüssig mit dem Stumpf 821d verbunden und mittels der Schraube 813b mit diesem verschraubt. Die verdrehbare Lagerung des Zahnrads 813 mittels dem Wälzlager 813c und damit der Riemscheibe 821 erfolgt auf dem Gehäuse 815, das das Zahnrad 5 813 umfangsseitig umgibt, außerdem ist ein Abdichtung mittels der Dichtung 830 vorgesehen. Das Zahnrad 813 ist mit einem weiteren Zahnrad 866 verzahnt, das den Abstand d kompensiert und für das um die Achse 803a der Antriebswelle 803 angeordnete Planetengetriebe 809a das Sonnenrad bildet, wobei um dieses Sonnenrad 866 die mittels der Achsen 818 auf dem Steg 817 10 aufgenommenen Planetenräder 814 angeordnet sind und das Gehäuse 815, bestehend aus den Teilen 815a, 815b, mittels einer Innenverzahnung 816 das Hohlrad bildet. Das Gehäuse 815 ist mittels den axial festgelegten und abgedichteten Wälzlagern 819, 836 auf dem mit der Antriebswelle 803 verzahnten und verschraubten Trägerflansch 838 einerseits und auf einem axial ausgebildeten Vorsprung 866a des Sonnenrads 866, das seinerseits 15 mittels zwei am Außenumfang eines L-förmigen Flansches 866b gleichsinnig zur Erhöhung des übertragbaren Drehmoments angeordneten Freiläufen 820, die am Innenumfang eines axialen, von der Antriebswelle 803 abgewandten Vorsprungs 838a des Trägerflansches 838 angebracht sind, gelagert. 20 Weiterhin ist auf dem Außenumfang des Trägerflansches 838 über einen zweiten, dreiteiligen Freilauf 822 der Steg 817 gelagert, so daß sich folgenden Funktionsweise des Getriebes 809 ergibt:

Liegt ein Drehmoment an der Antriebswelle 803 an, so dreht sich die Achse 803 und dreht das Sonnenrad 866 infolge des in dieser Richtung schließenden Freilaufs 820, wobei der Freilauf 822 überrollt wird. Das Drehmoment wird auf das Zahnrad 813 übertragen und an die Riemscheibe 821 zum Antrieb der

5 elektrischen Maschine weitergeleitet. Dabei dreht sich die Riemscheibenachse 865 so lang um die Achse 803a der Antriebswelle 803 bis das Abstützdrehmoment von dem sich dabei spannenden Riemen entgegengehalten wird. Dabei ist darauf zu achten, daß der Abstand des Achsversatzes zwischen den Achsen 803a, 865 groß genug ist, daß bei einer 10 vorgegeben Spannung des Riemens in Abhängigkeit von dessen Reibkräften an der Reibfläche 821a die Achse 865 nicht durchrutscht und eine ganze Umdrehung um die Achse 803a ausführt, was bei Abständen $d > 10\text{mm}$ bei Normalbedingungen ausgeschlossen werden kann. Der obere Wert für den Abstand d ist von den Einbaumaßen des Getriebes 809 vorgegeben und dürfte 15 250mm nicht überschreiten.

Wird das Drehmoment von der elektrischen Maschine über die Riemscheibe 821 eingeleitet dreht sich das Getriebe 809 um die Achse 803a bis zum Erreichen des notwendigen Abstützmoments an der gegenüberliegenden Seite 20 des Riemens. Daraufhin wird das Drehmoment vom Zahnrad 813 an das Sonnenrad 866 übertragen, das bei offenem Freilauf 820 die Planetenräder 814 antreibt, und mit der dabei entstehenden Drehzahlminderung wird das

Drehmoment über den Steg 817 und über den geschlossenen Freilauf 822 über den Trägerflansch 838 auf die Antriebswelle 803 zum Starten der Antriebseinheit geleitet.

- 5 In Figur 9 ist ein Ausführungsbeispiel eines Getriebes 909 mit einem Achsversatz zwischen der Achse der Antriebswelle 903 und der Achse 965 der Riemscheibe 921 mit zwei Zahnradpaaren 967, 968 und zwei Freiläufen 920, 922 zur Einstellung der selbsttätigen Übersetzung skizzenhaft dargestellt.
- 10 Die ersten Zahnräder 967a, 968a der Zahnradpaare 967, 968 sind drehfest auf der Riemscheibenachse 965 angeordnet, die zweiten Zahnräder 967b, 968b sind auf den einander bezüglich der Überrollrichtung entgegengesetzten Freiläufen 920, 922, die auf der Antriebswelle 903 angeordnet sind, gelagert. Das Gehäuse 915 umgibt das Getriebe 909 und ist auf der Achsen 903 mittels 15 den Wälzlagern 936a, 936b gelagert.

Beim Startvorgang ist der Freilauf 920 geschlossen und der Freilauf 922 wird überrollt, so daß eine Übersetzung der Drehzahl der elektrischen Maschine ins Langsame erfolgt. Beim Generatorbetrieb ist der Freilauf 922 geschlossen und 20 der Freilauf 920 wird zur Ausbildung einer kleineren Übersetzung überrollt.

Wie unter der Figur 8 beschrieben stützt sich das Gehäuse am Riemen ab, so daß eine Montage am Gehäuse der Antriebseinheit entfallen kann.

Das in Figur 10 im Schnitt dargestellte Getriebe 1009 ist unmittelbar von einer
5 elektrischen Starter- Generatormaschine getragen. Hierfür ist das
Verbindungsteil 1038 in Form einer Hülse 1038 mit der Welle 1012 der nicht
näher dargestellten elektrischen Maschine verbunden. Diese Verbindung
erfolgt einerseits über eine formschlüssige Verbindung 1003d zur
Drehmomentübertragung und andererseits mittels einer Schraubverbindung
10 1003a zur axialen Fixierung.

Das Getriebe 1009 besitzt ein Gehäuse 1010, welches die verschiedenen
Getriebeelemente wie insbesondere das Hohlrad 1016, die Planetenräder
1014, den Planetenträger 1017, das Sonnenrad 1018 sowie verschiedene
15 Betätigungs- bzw. Schaltelemente aufnimmt.

Das Gehäuse 1010 ist gegenüber dem Verbindungsteil 1038 verdrehbar
gelagert, und zwar hier über eine Wälzlagerung 1019, die ein Kugellager
umfaßt. Das Gehäuse 1010 umfaßt ein ringförmiges Bauteil 1020, das im
20 Querschnitt winkelförmig ausgebildet ist und mit einem zweiten Gehäuseteil
1021, hier mittels Schrauben, fest verbunden ist. Das Gehäuseteil 1020 trägt

Profilierungen 1022, vorzugsweise für ein endloses Übertragungsmittel, wie insbesondere einen Zahnriemen. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind die Profilierungen 1022 unmittelbar von dem Gehäusebauteil 1020 gebildet.

5

Das Planetengetriebe 1009 besitzt mit einer Schrägverzahnung versehene Zahnräder 1014, 1016, 1018. Das Hohlrad 1016 ist axial verschiebbar im Gehäuse 1010 aufgenommen. Weiterhin ist das Hohlrad 1010 gegenüber dem Sonnenrad 1018 verdrehbar gelagert. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist das Sonnenrad 1018 unmittelbar durch das nabenartig ausgebildete Verbindungsteil 1038 gebildet. Auf dem Verbindungsteil 1038 ist auch unmittelbar das Kugellager der Lagerung 1019 aufgenommen.

Das eine Riemenscheibe bildende Gehäuseteil 1020 ist hier über Schraubverbindungen 1023 mit dem Planetenträger 1017 fest verbunden. Das axial verlagerbare Hohlrad 1016 ist über einen Kugelrampenmechanismus 1024 mit einem sich um die Welle 1012 erstreckenden ringförmigen Bauteil 1025 antriebsmäßig verbunden. Zwischen dem Hohlrad 1016 und dem ringförmigen Bauteil 1025 ist ein Energiespeicher in Form einer Wellfeder 20 axial verspannt. Das ringförmige Bauteil 1025 ist im Gehäuse 1010 - hier an dem Gehäuseteil 1021 - über eine Lagerung 1027 verdrehbar aufgenommen.

Über die Lagerung 1027 ist das ringförmige Bauteil 125 gegenüber dem Gehäuse 1010 auch in axialer Richtung festgelegt. Über die Lagerung 1027, welche hier ein Kugellager umfaßt, können Axialkräfte abgefangen werden, die wie im folgenden noch näher erläutert durch den Kugelrampenmechanismus

5 1024 erzeugt werden. Das ringförmige Bauteil 1025 bildet radial innen einen axialen ringförmigen Ansatz 1028, der eine Kupplungsscheibe 1029 trägt. Zumindest die Reibbereiche 1030 der Kupplungsscheibe 1029 sind begrenzt axial verlagerbar. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist hierfür zwischen der Kupplungsscheibe 1029 und dem axialen Ansatz 1028 eine 10 Verbindung mittels einer axialen Verzahnung 1031 vorgesehen. Die Reibbereiche 1030 könnten jedoch auch mittels membranartiger beziehungsweise blattfederartiger Mittel, welche die gewünschte axiale Verlagerung ermöglichen, mit dem ringförmigen Bauteil 1025 verbunden sein. Die Kupplungsscheibe 1029 ist Bestandteil eines Brems- bzw. 15 Kupplungsaggregates 1031, das beispielsweise als elektromagnetische Bremse beziehungsweise Kupplung ausgebildet sein kann. In Figur 10 ist ein Elektromagnet schematisch dargestellt und mit 1032 gekennzeichnet.

Wie bereits erwähnt, ist das Hohlrad 1016 axial verlagerbar, so daß es 20 aufgrund der Schrägverzahnung des Getriebes 1009 und in Abhängigkeit der Drehmomentübertragungsrichtung nach rechts oder nach links axial verlagert werden kann. Die Richtung der axialen Kraftkomponente, welche auf das

Hohlrad 1016 einwirkt, ist also abhängig von der Drehmomentübertragungsrichtung, die im Start- und Generatorbetrieb unterschiedlich ist.

5 Das Hohlrad 1016 ist mit dem Gehäuse 1010 über eine Kupplung 1033 drehfest verbindbar. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Kupplung 1033 als axiale Klauenkupplung ausgebildet, wobei die Klauen in Umfangsrichtung eine sägezahnähnliche Ausgestaltung besitzen können. Durch die sägezahnartige Ausgestaltung der die Klauenkupplung 1033 bildenden Profilierungen kann ebenfalls in Abhängigkeit der auf das Hohlrad 1016 ausgeübten Drehmomentübertragungsrichtung eine Verschiebekraft auf das Hohlrad 1016 ausgeübt werden. Weiterhin kann dadurch bewirkt werden, daß die Kupplung 1033 in die eine Relativverdrehrichtung zwischen dem Gehäuse 1010 und dem Hohlrad 1016 freilaufähnlich wirkt, wohingegen in die andere Relativverdrehrichtung zwischen den entsprechenden Bauteilen eine formschlüssige Übertragung des Drehmomentes erfolgen kann. Bei geschlossener Kupplung 1033 ist somit das Hohlrad 1016 zumindest in einer Relativverdrehrichtung gegenüber dem Gehäuse 1010 beziehungsweise mit dem Planetenträger 1014 drehfest also antriebsmäßig verbunden, wodurch 10 das Planetengetriebe kurzgeschlossen wird. Somit ist zwischen der Zwischenwelle 1012 und dem Gehäuse 1010 ein Übersetzungsverhältnis $i = 1$ vorhanden. Vorzugsweise ist das Getriebe 1009 derart ausgebildet, daß

dieses Übersetzungsverhältnis $i = 1$ bei Betrieb der mit dem Getriebe 1009 über die Welle 1012 gekoppelte elektrische Maschine als Generator vorhanden ist, wobei in diesem Betriebszustand die Kupplung 1031 offen ist.

5 Das Getriebe 1009 umfaßt weiterhin einen Sperring 1034, der zumindest eine gewisse Synchronisation zwischen dem Hohlrad 1016 und dem Planetenträger 1017 ermöglicht, bevor die Profilierungen der Kupplung 1033, welche einerseits vom Hohlrad 1016 und andererseits vom Planetenträger 1017 getragen werden, in Eingriff bringbar sind. Ein Teil der zur Schließung der

10 Kupplung 1033 erforderlichen Axialkraft kann über den Energiespeicher beziehungsweise die Wellfeder 1026 aufgebracht werden. Die Schrägverzahnung der Zahnräder 1014, 1016, 1018 ist vorzugsweise derart ausgerichtet, daß bei einer Drehmomentübertragung des mit dem Getriebe

15 1009 antriebsmäßig verbundenen Antriebsmotors – wie insbesondere Brennkraftmaschine eines Fahrzeuges – auf die elektrische Maschine (das bedeutet also bei Generatorbetrieb der über die Welle 1012 mit dem Getriebe 1009 verbundenen elektrischen Maschine) eine zusätzliche Axialkraft auf das Hohlrad 1016 in Richtung nach links, also in Schließrichtung der Kupplung 1033 erzeugt wird, wodurch das Planetengetriebe 1009 verriegelt wird. In

20 diesem Zustand läuft das ringförmige Bauteil 1025 sowie die damit verbundene Kupplungsscheibe 1029 leer mit. Die über den

Kugelrampenmechanismus 1024 auf das ringförmige Bauteil 1025 erzeugte Axialkraft wird durch die Lagerung 1027 axial abgefangen.

Durch Schließen des Kupplungsaggregates beziehungsweise der Bremse 5 1031 wird das ringförmige Bauteil 1025 gegen Verdrehung gesichert, so daß bei Generatortrieb der elektrischen Maschine eine Axialkraft durch die Schrägverzahnung des Getriebes 1009 auf das Hohlrad 1016, welche nach rechts gerichtet ist, ausgeübt wird. Das Kupplungsaggregat 1031 und der Rampenmechanismus 1024 müssen somit ein Moment abfangen bzw. 10 abstützen, das in die entgegengesetzte Richtung gerichtet ist gegenüber der Richtung beim Betrieb der elektrischen Maschine als Starter. Der Rampenmechanismus 1024 ist derart ausgebildet, daß er das Hohlrad 1016 während des Bremsvorganges mittels des Kupplungsaggregates 1031 aus der linken Position gegen die Kraft des Energiespeichers 1026 zunächst axial 15 nach rechts verschiebt und dann gegenüber dem Bauteil 1025 positioniert beziehungsweise festhält. Das bedeutet also, daß die Kupplung 1033 dadurch freigegeben wird, wodurch die Übersetzungsfunktion des Getriebes 1009 gegeben ist. Durch Öffnen des Kupplungsaggregates 1031 kann das Hohlrad 1016 infolge des anstehenden Drehmomentes im Riementrieb beschleunigt 20 werden und dabei gleichzeitig durch den axial wirksamen Energiespeicher 1026 in Richtung nach links verlagert werden, so daß, nachdem zumindest annähernd eine Synchronisierung zwischen der Drehzahl des Hohlrades 1016

und dem Planetenträger 1017 vorhanden ist, die Kupplung wieder geschlossen und somit die Übersetzungsfunktion des Getriebes 1009 überbrückt werden kann. Somit besitzt das Getriebe 1009 wieder die kleinere Übersetzung $i = 1$. Die Übersetzung bei freigegebenem Getriebe 1009 kann in 5 vorteilhafter Weise in der Größenordnung von 1,5 bis 5 liegen, vorzugsweise in der Größenordnung von 2 bis 4.



Das Kupplungsaggregat beziehungsweise die Bremse 1031 wird in vorteilhafter Weise durch das hier schematisch dargestellte Gehäuse 1035 der 10 die Welle 1012 aufweisenden elektrischen Starter – Generatormaschine getragen. Die Welle 1012 ist vorzugsweise unmittelbar mit dem Rotor der elektrischen Maschine verbunden beziehungsweise trägt diesen Rotor.



Die in Figur 11 dargestellte Ausführungsform einer elektrischen Starter- 15 Generatormaschine 1100 besitzt ebenfalls eine Riemscheibe 1122 mit Profilierungen 1122a. Auch bei diesem Ausführungsbeispiel bildet die Riemscheibe 1122 ein Bestandteil eines Gehäuses 1110, in dem ein Planetengetriebe 1109a aufgenommen ist. Das Planetengetriebe 1109a besitzt ein Verbindungsteil 1138, das mit der Welle 1112 der elektrischen Maschine in 20 ähnlicher Weise wie das Teil 1038 mit der Welle 1012 fest verbunden ist. Das als Hülse ausgebildete Verbindungsteil 1038 trägt ein Sonnenrad 1118, das

hier einstückig mit dem Teil 1138 ausgebildet ist. Der Planetenträger 1117 ist hier ebenfalls einstückig mit der Riemscheibe 1122 ausgebildet. Das im Gehäuse 1110 verdrehbar gelagerte Hohlrad 1116 ist mit einer Kupplungsscheibe 1129 verbunden, die Bestandteil eines

5 Kupplungsaggregates 1131 ist, welche in Abhängigkeit von bestimmten Betriebszuständen der mit der Riemscheibe 1122 antriebsmäßig verbundenen Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeuges schaltbar ist. In einfacher Weise kann das Kupplungsaggregat 1131 durch eine elektromagnetische Kupplung beziehungsweise Bremse gebildet sein, 10 beziehungsweise eine solche aufweisen. Die Verzahnung des zumindest das Hohlrad 1116, das Sonnenrad 1118 und die Planetenräder 1114 aufweisenden Getriebes 1109a ist vorzugsweise als Geradverzahnung ausgebildet.

Die Riemscheibe 1122 ist gegenüber dem Verbindungsteil 1138 über einen 15 Freilauf 1133 verdrehbar gelagert. Der Freilauf 1133 übernimmt im wesentlichen die Funktion der Kupplung 1033 gemäß Figur 10. Die Ausführungsform gemäß Figur 11 hat den Vorteil, daß im Getriebe keine Axialkräfte entstehen und kein Rampenmechanismus, wie bei der Ausführungsform gemäß Figur 10 erforderlich ist.

Beim Starten wird die Kupplung 1131 geschlossen, wodurch das Hohlrad 1116 unverdrehbar festgehalten wird. Durch die Abbremsung der Kupplungsscheibe 1129 wird die größere Übersetzung des Getriebes 1109a erzielt. Das Getriebe 1109a ist derart aufgebaut, daß bei abgebremstem Hohlrad 1116 der zwischen 5 dem Sonnenrad 1118 und dem Planetenträger 1117 wirkungsmäßig angeordneter Freilauf 1133 überholt wird bei Betrieb der mit der Welle 1112 verbundenen elektrischen Maschine als Anlasser für die Brennkraftmaschine. Sobald die Brennkraftmaschine anspringt und eine entsprechende Drehzahl besitzt, kehrt sich die Drehmomentübertragungsrichtung um. Das bedeutet 10 also, daß dann die mit der Welle 1112 verbundene elektrische Maschine von der Brennkraftmaschine angetrieben wird. Wenn in diesem Zustand das Hohlrad 1116 beziehungsweise die Kupplungsscheibe 1129 weiterhin gegen Verdrehung festgehalten wird, ist die größere Übersetzung des Planetengetriebes 1109a für den Generatorbetrieb vorhanden. Wird das 15 Hohlrad 1116 beziehungsweise die Kupplungsscheibe 1129 freigegeben, so können diese sich praktisch frei drehen und es kann im Generatorbetrieb keine Antriebsleistung von der Riemscheibe 1122 auf die Welle 1112 mittels der Zahnräder des Planetengetriebes 1109a übertragen werden, wodurch dann der Freilauf 1133 blockiert und die Riemscheibe 1122 mit der Welle 20 1112 synchron dreht. Bei abgebremstem Hohlrad 1116 dreht im Generatorbetrieb die Welle 1112 schneller als das Bauteil 1122, so daß dann die Freilauffunktion des Freilaufes 1133 wirksam ist.

Das in Figur 12 und 13 dargestellte Getriebe 1200 für eine elektrische Starter

– Generatormaschine ist in ähnlicher Weise, wie dies in Zusammenhang mit den Figuren 10 und 11 beschrieben wurde, mit der Welle 1212 des Rotors der

5 elektrischen Maschine antriebsmäßig verbunden. Die Riemenscheibe 1222 ist

mit dem Planetenträger 1217 und die Welle 1212 mit dem Sonnenrad 1218

verbunden. Das die Planetenräder 1214 den Planetenträger 1217 und das

Sonnenrad 1218 umfassende Planetengetriebe besitzt eine

Schrägverzahnung, über die das Hohlrad 1216 bei einer entsprechenden

10 Drehmomentübertragung axial verlagerbar ist, um die verschiedenen Stufen

des Getriebes 1200 in Abhängigkeit der vorhandenen

Drehmomentübertragungsrichtung zu schalten.

Das Hohlrad 1216 ist axial verlagerbar gegenüber einem Bauteil 1238, das

15 über eine Bremse 1231 gegen Verdrehung festgehalten werden kann, die in

ähnlicher Weise wie die Bremse 1031 wirkt.

Die Zahnräder des Planetensatzes 1214, 1216, 1218 sind schräg verzahnt.

Der Schrägungswinkel ist so gewählt, daß das Hohlrad 1216 durch die im

20 Bereich der Zähne erzeugten Kräfte in axialer Richtung verschoben werden

kann. Treibt die Welle 1212 das Hohlrad 1218 an und wird die Kurbelwelle der

Brennkraftmaschine über den Planetenträger 1217 angetrieben, so wird das Hohlrad 1216 durch die Schrägverzahnung nach links (Fig. 12) geschoben und stetig an das stehende äußere Bauteil 1238 gedrückt. Das entstehende Abstützmoment wird an der Kontaktfläche durch Formschluß 1233, zum 5 Beispiel über Hirtverzahnung, Klauen usw. und/oder Kraftfluß (Reibung) übertragen. Da das Hohlrad 1216 festgehalten wird, weil in diesem Betriebszustand das Bauteil 1238 durch die Bremse 1231 drehfest gehalten ist, entsteht durch diese Anordnung die größte Übersetzung ins Langsame, die den Start der Brennkraftmaschine über die Scheibe 1222 ermöglicht. Werden 10 die Scheibe 1222 beziehungsweise der Planetenträger 1217 durch die Kurbelwelle und somit die Wellen 1212 durch das Sonnenrad 1218 angetrieben, so kehrt sich die Kraftrichtung am Hohlrad 1216 um. Dadurch wird es nach rechts geschoben und gegen den Planetenträger 1217 gedrückt. Die Verbindung zwischen dem Hohlrad 1216 und dem stehenden Bauteil 1238 15 wird unterbrochen und es entsteht eine andere Verbindung durch Kraft und/oder Formschluß 1235 (siehe Figur 13) zwischen dem Planetenträger 1217 und dem Hohlrad 1216. Der Planetensatz wird dadurch verblockt und das Sonnenrad 1218, der Planetenträger 1217, die Planetenräder 1214 und das Hohlrad 1216 drehen mit der Welle 1212 zusammen als eine starre 20 Einheit. So entsteht eine direkte Übersetzung von 1 für den Generatorbetrieb.

Das Getriebe 1200 besitzt weiterhin eine Fliehkraftkupplung 1236 mit Fliehkraftelementen 1237, welche radial nach innen über wenigstens einen Energiespeicher 1238 gedrängt werden. Über die Fliehkraftkupplung 1236 kann das Getriebe 1200 zusätzlich in Abhängigkeit der Drehzahl der 5 Riemenscheibe 1222 beziehungsweise der Antriebsdrehzahl der Brennkraftmaschine in dem in Figur 13 gezeigten Schaltzustand blockiert werden.

Das in den Figuren 12 und 13 dargestellte Getriebe 1200 hat eine ähnliche 10 Wirkungsweise und Funktion wie das Getriebe 409 gemäß Figur 5, wobei jedoch die Ausgestaltung gemäß Figur 12 und 13 keinen Dämpfer beziehungsweise Tilger aufweist. Für manche Anwendungsfälle kann es jedoch zweckmäßig sein, auch bei dieser Ausführungsform einen Dämpfer und/oder einen Tilger vorzusehen. Besonders zweckmäßig kann es jedoch 15 sein, wenn in Verbindung mit einer elektrischen Starter – Generatormaschine, die ein Getriebe 1200 trägt beziehungsweise aufweist, der Dämpfer und gegebenenfalls der noch zusätzlich vorhandene Tilger an der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine angeordnet wird bzw. werden, welche das Getriebe 1200 antreibt. Der Dämpfer beziehungsweise der Tilger kann dabei, wie an sich 20 bekannt, in die brennkraftmaschinenseitig vorgesehene Riemenscheibe integriert sein.

Durch Einsatz der Getriebekonstruktionen gemäß den Figuren 10 bis 13 können auch Brennkraftmaschinen mit höherem Startmoment angelassen werden. Durch entsprechende Auslegung des Getriebes können größere
5 Übersetzungen im Riementrieb gewährleistet werden, und zwar im Sinne einer Demultiplikation der Drehzahl der elektrischen Maschine, so daß das zum Anlassen der Brennkraftmaschine erforderliche Drehmoment und auch die hierfür erforderliche Drehzahl bereitgestellt werden kann. Für den Generatorbetrieb ist eine Übersetzung und zwar im Sinne einer
10 Demultiplikation der auf die Welle der elektrischen Maschine übertragenen Drehzahl erforderlich. Auch diese niedrigere Drehzahl für den Rotor der elektrischen Maschine kann durch die erfindungsgemäßen Ausgestaltungen und Anordnungen eines Getriebes an der elektrischen Starter-Generatormaschine erzielt werden. Die Anordnung des Getriebes an der
15 Starter-Generatormaschine hat weiterhin den Vorteil, daß dadurch dieses Getriebe wesentlich kleiner dimensioniert werden kann.

In Figur 14 ist eine weitere Anordnungsmöglichkeit einer elektrischen Starter-Generatormaschine 1308 innerhalb eines Antriebsstranges 1301 gezeigt. Der
20 Antriebsstrang 1301 besitzt eine Antriebseinheit 1302, beispielsweise einen Verbrennungsmotor, dessen Abtriebswelle 1303 über eine Kupplung 1304 mit

einer Schwungmasse 1310 koppelbar ist. Die verdrehbar gelagerte Schwungmasse 1310 ist über eine zweite Kupplung 1304a mit der Eingangswelle 1305 einer Abtriebseinheit 1306, beispielsweise einem Getriebe, verbindbar. Bezuglich der möglichen Ausgestaltung eines derartigen 5 Schwungrades 1310 und der Kupplungen 1304 und 1304a wird beispielsweise auf die DE-OS 29 17 138, die DE-OS 29 31 513 und die DE-OS 27 48 697 verwiesen. Die elektrische Maschine 1308 ist über einen Riemen- oder Kettenantrieb oder gegebenenfalls auch über eine Zahnradverbindung mit dem Schwungrad 1310 antriebsmäßig verbunden. In vorteilhafter Weise kann 10 mit der elektrischen Maschine 1308 ein Übersetzungsgetriebe 1309 verbunden sein, wobei dieses Getriebe 1309 vorzugsweise koaxial mit der Welle des Rotors der elektrischen Maschine 1308 angeordnet ist. Das Getriebe 1309 kann entsprechend einem der bereits beschriebenen Getriebe ausgebildet 15 sein, insbesondere eine Ausgestaltung gemäß den Figuren 2,3,10,11,12 und 13 aufweisen.

Die Figur 15 zeigt ein dem Antriebsstrang 1" der Figur 1c ähnliches Ausgestaltungsbeispiel eines Antriebsstrangs 1401, bei dem das Geschwindigkeitswechselgetriebe 1406 als Umschlingungsmittelgetriebe mit 20 kontinuierlich einstellbarer Übersetzung (CVT) ausgestaltet ist. Die Übersetzungsänderung des Getriebes 1406 erfolgt – in an sich bekannter Weise – mittels zweier auf der Getriebeeingangswelle 1454 und auf der

Getriebeabtriebswelle 1453 angeordneter Kegelscheibenpaare 1450, 1451 mit jeweils zwei Kegelscheiben 1450a, 1450b, 1451a, 1451b, wobei axial zwischen den Kegelscheiben 1450a, 1450b und 1451a, 1451b das Umschlingungsmittel 1452 reibschlüssig aufgenommen und die Kegelscheiben 5 der Kegelscheibenpaare axial gegeneinander mittels entsprechend ausgestalteter hydraulischer, mechanischer und/oder elektrischer Verlagerungsmittel verlagerbar sind und dadurch über einen sich hierdurch einstellenden Laufdurchmesser des Umschlingungsmittels die gewünschte Übersetzung zwischen der Brennkraftmaschine 1402 und der Abtriebswelle 10 1453 des Getriebes 1406 eingestellt werden kann.

Im Kraftfluß zwischen der Brennkraftmaschine 1402 und dem Getriebe 1406 ist die elektrische Maschine 1408 koaxial um die Getriebeeingangswelle 1454 angeordnet, wobei diese bis auf fertigungsbedingte Abweichungen die axiale 15 Verlängerung der Kurbelwelle 1402a der Brennkraftmaschine 1402 darstellt und zwischen beiden Wellen 1402a, 1454 eine Anfahrkupplung 1404 vorgesehen ist. Zweckmäßigerweise ist die Anfahrkupplung 1404 im Kraftfluß zwischen der elektrischen Maschine 1408 und dem Getriebe 1406 angeordnet, wobei diese außerhalb des Getriebes 1406 in der Kupplungsglocke als 20 Trockenkupplung angeordnet sein kann oder bei Unterbringung im Getriebegehäuse auch als Naßkupplung ausgeführt sein kann. Die Kupplung 1404 kann zur Dämpfung von Torsionsschwingungen mit einem – hier nicht

dargestellten - Torsionsschwingungsdämpfer ausgestattet sein oder als Teil eines geteilten Schwungrads ausgebildet sein, wobei der Rotor 1408a der Elektromaschine 1408 als primäres Schwungmassenteil und die Kupplung 1404 als sekundäres Schwungmassenteil ausgebildet sein kann, wobei bei 5 Relativverdrehung der beiden Teile 1408a, 1404 entgegen der Verdrehrichtung – wie an sich bekannt – eine Dämpfungseinrichtung wirksam ist.

Sofern notwendig ist im Kraftfluß zwischen dem Rotor 1408a und der 10 Kurbelwelle 1402a ein Getriebe 1409 radial innerhalb des Rotoraußenenumfangs angeordnet, das in Abhängigkeit von den Betriebszuständen der Antriebseinrichtung 1401 die geeignete Übersetzung selbsttätig einstellt.

Die Betriebszustände sind zumindest der Startvorgang der 15 Brennkraftmaschine 1402, bei dem die Kupplung 1404 vorzugsweise geöffnet – bei geschlossener Kupplung 1404 und rollendem Fahrzeug kann eine aus Energieersparnisgründen still gelegte Brennkraftmaschine 1402 durch kontrolliertes Schließen der Kupplung 1404 mit oder ohne Unterstützung der Elektromaschine 1408 gestartet werden – und das Getriebe 1409 die Drehzahl 20 der elektrischen Maschine 1408 ins Langsame übersetzt ist, und der Generatorbetrieb, bei dem die Drehzahl der elektrischen Maschine 1408 nicht

oder ins Schnelle übersetzt ist. Weiterhin ist eine Betriebsweise, bei der beide Motoren – Brennkraftmaschine 1402 und Elektromaschine 1408 – das Fahrzeug antreiben, sowie ein Impulsstart und/oder Rekuperation möglich, die letztgenannten allerdings nur, wenn die Brennkraftmaschine 1402 über 5 elektrisch, beispielsweise piezoelektrisch, gezielt ansteuerbare Brennraumventile 1402b verfügt, die gezielt und unabhängig von deren Arbeitstakten ansteuerbar sind, so daß das mit der Kompressionsarbeit der Brennkraftmaschine verbundene Schleppmoment zumindest teilweise aufgehoben werden kann. Beim Impulsstart wird zuerst bei geöffneten 10 Ventilen 1402b die Brennkraftmaschine durch die Elektromaschine 1408 beschleunigt, dann werden die Ventile 1402b geschlossen. und durchgeführt. Bei der Rekuperation wird die elektrische Maschine 1408 zur Verzögerung des Fahrzeugs genutzt, wobei das Verzögerungsmoment durch die Erzeugung von 15 elektrischer Energie, die in einen nicht gezeigten elektrischen Speicher geleitet wird, gebildet wird. Die Ventile 1402b der Brennkraftmaschine werden dabei gezielt zur Verringerung des Schleppmoments der Brennkraftmaschine geöffnet, so daß gegebenenfalls durch ein Schließen der Ventile, insbesondere bei ausgelasteter Elektromaschine 1408 das Fahrzeug 20 zusätzlich abgebremst werden kann. Es versteht sich, daß diese Steuerungs- und Regelungsvorgänge von einer – nicht gezeigten – Rechnereinheit übernommen werden können und daß weiterhin die Treibstoffzufuhr in diesen Betriebszuständen zur Verringerung des Treibstoffverbrauchs entsprechend

geregelt werden, indem beispielsweise einzelne Zylinder, deren Kompression durch Öffnen der Ventile 1402b auch im Arbeitstakt geöffnet sind und die daher keine Expansionsarbeit leisten, auch nicht mit Treibstoff versorgt werden.

5

Die Figuren 16 und 17 zeigen dem Ausführungsbeispiel 1401 in Figur 15 ähnliche Ausführungsbeispiele von Antriebsstränge 1501, 1601, die im Unterschied zu dem Antriebsstrang 1401 eine anders ausgestaltete Anordnung der Kupplung 1504, 1604 und eine zusätzliche Kupplung 1504a, 10 1604a im Kraftfluß zwischen der Elektromaschine 1508, 1608 und den Antriebsräder 1560, 1660 aufweist, wobei die Elektromaschine 1508 des Antriebsstrangs 1501 konzentrisch um die Getriebeeingangswelle 1554 und die Elektromaschine 1608 parallel zu der Getriebeneingangswelle 1654 und mit dieser mittels einer Wirkverbindung 1607 kraftschlüssig verbunden angeordnet 15 ist.

Die Kupplung 1504, 1604 ist im Kraftfluß zwischen der Antriebseinheit 1502, 1602 und der Elektromaschine 1508, 1608 angeordnet, so daß ein Isolierung der Brennkraftmaschine 1502, 1602 vom übrigen Antriebsstrang möglich ist 20 und damit unabhängig vom Schleppmoment der Brennkraftmaschine 1502, 1602 rekuperiert werden kann. Weiterhin ist bei geschlossener Kupplung

1504, 1604 und geöffneter Kupplung 1504a, 1604a ein Direktstart sowie bei
geöffneter Kupplung und geöffneter Kupplung 1504a, 1604a ein Impulsstart
möglich, wobei nach dem Beschleunigen der Elektromaschine 1508, 1608,
beziehungsweise deren am Rotor 1508a, 1608a vorgesehene Masse die
5 Kupplung geschlossen und die Brennkraftmaschine 1502, 1602 gestartet wird.
Um die Drehzahl der Brennkraftmaschine 1502, 1602, insbesondere im
Leerlauf bei geöffneter Kupplung 1504, 1604 zu stabilisieren, kann es
vorteilhaft sein, auf der Kurbelwelle 1502a, 1602a eine zusätzliche
Schwungmasse 1502c, 1602c vorzusehen, wobei in einigen
10 Anwendungsfällen eine Stilllegung der Antriebseinheit 1502, 1602 bei Öffnen
der Kupplung 1504, 1604 vorteilhaft sein kann, wobei die Antriebseinheit beim
Schließen der Kupplung 1504, 1604 automatisch wieder gestartet werden
kann. Die Schwungmasse des Rotors 1508a, 1608a kann während des
Rekuperationsvorgangs zusätzlich als mechanischer Energiespeicher dienen.
15 Dies hat bei Verwendung eines kontinuierlich verstellbaren Getriebes 1406,
1506, 1606 der Figuren 15 – 17 den Vorteil, daß während der Rekuperation
vom Getriebe eine Übersetzung von den Rädern 1560, 1660 zum Rotor 1508a,
1608a ins Schnelle (Underdrive) eingestellt werden kann, so daß eine hohe
Verzögerung mit einer schnellen Beschleunigung des Rotors bewirkt werden
20 kann, so daß dieser neben oder alternativ zur Erzeugung von elektrischer
Energie auch mechanische in Form von Rotationsenergie speichern kann. Bei
einer nachfolgenden Beschleunigung des Fahrzeugs kann diese Energie

mittels der entsprechenden Einstellung der Übersetzung des Getriebes 1406, 1506, 1606 an die Räder abgegeben werden. Die mechanische Rekuperation ist durch Wegfall von Konversionsverlusten energetisch günstiger.

5 Es versteht sich, daß die Kupplung 1504a, 1604b auch im Kraftfluß zwischen der Elektromaschine 1508 und dem Getriebe 1506, 1606 angeordnet werden kann. Die Kupplungen 1504, 1604, 1504a, 1604a können als Trocken- oder Naßausführung ausgebildet sein und in das Getriebegehäuse oder in die Kupplungsglocke des Getriebes 1506, 1606 integriert sein. Weiterhin kann das
10 in den Figuren 15 – 17 als CVT dargestellte Getriebe 1406, 1506, 1606 auch durch ein beliebig anderes Getriebe wie beispielsweise ein automatisches Stufengetriebe, ein Handschaltgetriebe oder dergleichen ersetzt werden.

15 In Figur 18 ist ein Ausführungsbeispiel eines Getriebes 1609 dargestellt, das mit dem Getriebe 409 der Figur 5 ähnlich ist. Während jedoch im Getriebe 401 ein fliehkraftgesteuerter Verriegelungsmechanismus die Einstellung der Übersetzung ins Schnelle bei aktiver, das heißt antreibender Elektromaschine, beispielsweise im boost-Betrieb mittels Fliehkraft sichert, ist in dem vorliegenden Ausführungsbeispiel über eine von außen ansteuerbare
20 Verriegelungseinrichtung 1680 jede der beiden Übersetzungsstufen verriegelbar.

Die Verriegelungseinrichtung 1680 setzt sich aus einem von außen ansteuerbaren Elektromagneten 1681 und aus über den Umfang verteilten Einheiten, bestehend aus je einem Stößel 1682, einem Ziehkeil 1683 und einem Verriegelungsmittel wie Kugel 1685, zusammen, wobei der Elektromagnet 1681 die Ziehkeile 1683 axial gegen die Wirkung eines axial wirksamen Energiespeichers 1684, der am Innenumfang eines axialen Ansatzes 1613f des Sonnenrads 1613 eingehängt ist, verspannt. Die Verriegelungskugeln 1685 verriegeln die axiale Position des Hohlrads 1616, indem sie zwischen dem Hohlrad 1616 und dem axialen Ansatz 1613f einen axialen Formschluß bilden. Hierzu werden sie durch die Ziehkeile 1683 während deren Betätigung durch den Elektromagneten 1681 aus dem Ansatz 1613f radial in umlaufende, den beiden Übersetzungsstufen zugeordnete Rillen 1686a, 1686b verlagert, wobei die Ziehkeile 1683 hierzu eine entsprechende Rampengeometrie 1683a aufweisen. Die Rückverlagerung der Verriegelungskugeln 1685 nach radial innen erfolgt bei bestromtem und daher die Ziehkeile entgegen der axialen Wirkung des Energiespeichers 1684 verlagernden Elektromagneten 1681, indem das Hohlrad 1616 durch die Elektromaschine verlagert wird und das Profil der Rillen 1686a oder gegebenenfalls 1686b die Kugeln 1685 nach radial innen in die in dieser Position vertiefte Profil 1683a der Ziehkeile 1683 drängen.

Mit Hilfe der Verriegelungseinrichtung 1680 und der – nicht gezeigten – auf das Sonnenrad 1613 über die Keilriemenfläche 1618 drehantreibend wirkenden Elektromaschine können beide Übersetzungszustände verriegelt werden, wobei die Elektromaschine synchronisierend auf die 5 Getriebeschaltungen wirkt. Im in Figur 18 gezeigten Zustand, bei dem über die Verzahnung 1616c das Hohlrad 1616 am Gehäuse gebremst und damit eine Übersetzung ins Langsame resultiert, kann bei einer Umkehr des Drehmoments, wenn die Brennkraftmaschine gestartet ist und die Elektromaschine antreibt, die Übersetzung nicht durch eine Axialverlagerung 10 des Hohlrads 1616 über die Schrägverzahnung 1616a ins Schnelle geändert werden, da die mit der Rille 1686a des Hohlrads 1616 einen axialen Formschluß bildenden Verriegelungskugeln 1685 dies verhindern. Erst nach Bestromung des Elektromagneten 1681 geben die Ziehkeile 1683 die 15 Axialbewegung des Hohlrads 1616 frei, indem die Kugeln 1685 nach radial innen verlagert werden. Das Hohlrad 1616 verlagert sich axial in die gestrichelte Position 1616' und die direkte Übersetzung des Getriebes ist wirksam. Diese Position kann nun wieder verriegelt werden, indem die Verriegelungskugeln 1685 durch axiale Verlagerung der Ziehkeile 1683 entgegen der Wirkung des Energiespeichers 1684 und bewirkt durch die 20 Rampen 1683a radial in die Rille 1686b verlagert werden. Bei einer Umkehr der Drehmomentrichtung, beispielsweise im booster-Betrieb oder alleinigem

Betrieb des Fahrzeugs durch die Elektromaschine bleibt die hohe Übersetzungsstufe erhalten.

Das in Figur 19 gezeigte Ausführungsbeispiel eines Getriebes 1709 ist mit
5 dem Getriebe 409 der Figur 5 ähnlich und ist insbesondere bezüglich des
Wirkungsgrads durch eine Verminderung der Fett- oder Ölscherverluste durch
enge Spalte optimiert.

Hierzu wird das ortsfeste, mittels dem angedeuteten Halter 1702 an dem –
10 nicht gezeigten – Gehäuse der Antriebseinheit befestigten Gehäuse 1715
bezüglich seines Bauraums und seiner sich drehenden Teile unter
Vermeidung von engen Spalten benachbarter, sich gegeneinander drehenden
Flächen optimiert. Dazu ist eine Änderung des Funktionsprinzips - verglichen
mit dem Getriebe 409 in Figur 5 - nötig. Die Schrägungsrichtung der
15 Verzahnung 1715a zwischen dem Planetensatz 1714 und dem Hohlrad 1716
wird umgekehrt, so daß das Hohlrad zur Schaltung der Getriebestufe ins
Langsame axial in Richtung Halter 1702 verlagert wird und mit dem Gehäuse
1715 mittels 1716c einen Formschluß bildet, wodurch das Drehmoment von
der Elektromaschine über die Riemenscheibe 1743, die mit dem Sonnenrad
20 1713 verbunden ist, kommend über den Planetensatz 1714 zum Steg 1717

und von dort in die mit dem Steg 1717 verbundene Antriebswelle 1703 der Brennkraftmaschine, beispielsweise zu deren Start eingeleitet wird.

Eine Drehmomentumkehr bewirkt ein axiales Verlagern infolge der 5 Schrägverzahnung 1716a des Hohlrad 1716 von der Antriebswelle 1702 weg, wobei der Formschluß des Hohlrad 1716 zum Gehäuse 1715 aufgehoben wird, während über die Verzahnung 1717a das Hohlrad mit dem Steg 1717 über einen radial nach außen verlaufenden Flansch 1717b verbunden wird, der an seinem Außenumfang eine axiale Ansatz 1717c aufweist, an dessen 10 Übergang zum radialen Flansch 1717 der Dämpfer 1739 und dessen freiem Ende der Tilger 1740 an dessen Innenumfang aufgenommen sind. Der Dämpfer 1739 ist daher nicht mehr im Kraftfluß zwischen dem Planetensatz und der Antriebswelle wie in Figur 5 sondern zwischen Steg 1717 und Hohlrad 15 1716 angeordnet und ist nur bei der Übersetzung ins Schnelle wirksam und so während den extremen Schwingungssituationen während des Starts der Brennkraftmaschine abgekoppelt, wodurch er schwächer ausgelegt werden kann.

Zur Verriegelung des Hohlrad 1716 in der hohen Übersetzungsstufe dienen 20 die über den Umfang verteilten und durch über entsprechende, über den Umfang verteilte, in einem axial ausgebildeten Ansatz 1716d ausgenommene

Öffnungen 1716e nach radial außen in Abhängigkeit von der Fliehkraft greifende Fliehkraftsegmente 1752, die während der aktiven Übersetzungsstufe ins Schnelle entgegen der radialen Wirkung der Energiespeicher 1752b in entsprechend über den Umfang angeordnete radial 5 erweiterte Schultern 1752a des Dämpfers 1739 einklinken und so bei einer Drehmomentumkehr bei hohen Drehzahlen, beispielsweise bei einem boost- Vorgang das Hohlrad in dieser Übersetzungsstufe verriegeln. Bei Absenken 10 der Drehzahlen bewirken die radial wirksamen Energiespeicher 1752b ein Ausklinken und der Fliehkraftsegmente 1752 und damit eine Aufhebung der Verriegelung des Hohlrad 1716.

Mit dieser Anordnung kommt das Getriebe 1709 im wesentlichen ohne dünne Spalte zwischen verdrehbaren und ortsfesten Teilen und Grenzflächen aus, womit das in den Raum 1785 eingebrachte Schmiermittel 1785 mit 15 verminderten Scherverlusten belastet ist und damit der Wirkungsgrad des Getriebes 1709 erhöht wird.

Figur 20 zeigt einen Ausschnitt aus einem Antriebsstrang, bei dem das Getriebe 1809 radial innerhalb der Elektromaschine 1808 und direkt auf der 20 Antriebswelle wie Kurbelwelle 1803 der nur teilweise dargestellten Brennkraftmaschine 1802 angeordnet ist. Dabei ist das Getriebe 1809 auf der

dem – nicht gezeigten - Getriebe zum Betrieb des Fahrzeugs abgewandten Seite – , der ursprünglichen Riemenscheibenseite der Kurbelwelle 1803, angeordnet. Die übrigen Nebenabtriebe wie beispielsweise Lenkhelfpumpe, Klimaanlage und dergleichen sowie der Ventiltrieb können auf andere Weise, 5 beispielsweise elektrisch betrieben werden.

Die aus der elektrischen Maschine 1808 und dem Getriebe 1809 bestehende Startergeneratoreinheit 1801a wird komplett montiert am Gehäuse 1802a der Antriebseinheit 1802 angeordnet. Dadurch kann die Elektromaschine 1808

10 bezüglich eines Spalts 1808a zwischen Rotor 1808b und Stator 1808c bereits justiert montiert werden, wobei hierzu der Montageadapter 1802b zugleich das Gehäuse 1815 und den Stator 1808c zueinander positioniert aufnimmt und der Steg 1817 des Getriebes 1809 zentriert und mittels des einen Formschluß mit der Antriebswelle 1803 bildenden Axialprofils – hier in Form zumindest eines

15 axial ausgerichteten Bolzens 1803a - auf dieser drehfest und zentriert aufgenommen wird und mittels der Befestigungsmittel 1802c mit dem Gehäuse 1802a der Antriebseinheit 1802 drehfest verbunden wird, wobei der Steg 1817 als Eingangsteil des Getriebes 1809 von der Antriebseinheit 1802 her mit einer zentralen Schraube 1803b mit der Antriebswelle 1803 verschraubt und die 20 zentrale Öffnung 1813a im Sonnenrad 1813 zum Durchgriff für das Montagewerkzeug mit einer Verschlußkappe 1813b verschließbar ist.

In dem gezeigten Beispiel ist der Montageadapter 1802b aus einem Blechformteil gebildet, das an seinem Außenumfang mittels über den Umfang verteilter, axial ausgestellter Zungen 1802d den Stator 1808c drehfest und 5 axial fest aufnimmt, wobei dieser mit den Zungen 1802d beispielsweise verschraubt, verschweißt, vernietet ist. Im Bereich des Innenumfangs des Blechformteils 1802b ist ein axialer Ansatz 1802e zur Aufnahme und Lagerung des Gehäuses 1815, radial außerhalb des Ansatzes axial ausgerichtete Bolzen 1802f zur drehschlüssigen Verbindung des Getriebegehäuses 1815 mit 10 dem Gehäuse der 1802a der Antriebseinheit 1802 vorgesehen, die in entsprechend ausgestaltete Ausnehmungen 1817a, 1802g axial eingreifen. Das Blechformteil 1802a ist am Gehäuse 1802a der Antriebseinheit 1802 mittels über den Umfang verteilter Befestigungsmittel 1802c wie Schrauben oder Hohlnieten axial gesichert.

15

Das radial innerhalb des Rotors angeordnete Getriebe 1809 funktioniert in ähnlicher Weise wie die in den Figuren 5, 18, 19 dargestellten Ausführungsmuster 409, 1609 und 1709 mit einem in Abhängigkeit von der Drehmomentrichtung axial verlagerbaren Hohlrad 1816, das mittels einer 20 Schrägverzahnung 1816a zwischen diesem und dem Planetensatz 1814 axial verlagert wird und damit mittels der Verzahnungen 1815a, 1817a die beiden

Übersetzungsstufen schaltet, indem mittels der Verzahnung 1815a das Hohlrad 1816 mit dem Gehäuse 1815 drehschlüssig verbunden wird und damit über den Planetensatz 1814 ein vom Rotor 1808b über das Flanschteil 1813c auf das Sonnenrad 1813 eingespeistes Drehmoment zum Steg 1817 eingeleitet wird, der damit die Antriebseinheit 1802 durch Drehen der Antriebswelle 1803 mittels einer Übersetzung ins Langsame startet.

Bei einem Wechsel der Drehmomentrichtung, beispielsweise bei startender Antriebseinheit 1802 und beginnendem Generatorbetrieb erfährt das Hohlrad 10 1861 über die Schrägverzahnung 1816a eine axiale Kraftkomponente, die zu dessen axialer Verlagerung und einer damit verbundenen Trennung des Formschlusses der Verzahnung 1815 mit dem Gehäuse 1815 sowie zur Bildung eines Formschlusses mittels der Verzahnung 1817a mit dem Eingangsteil 1848a des Torsionsschwingungsdämpfers 1848, dessen 15 Ausgangsteil 1848b drehfest mit dem Rotor 1808b sowie dem Sonnenrad 1813 verbunden ist, führt, wobei Eingangsteil 1848a und Ausgangsteil 1848b entgegen der Wirkung der über den Umfang angeordneten Energiespeicher 1848c relativ gegeneinander verdrehbar sind, so daß unter Zwischenschaltung des Dämpfers 1848 der Rotor 1808b beziehungsweise das Sonnenrad 1813 20 direkt mit dem Steg 1817 und damit mit der Antriebswelle 1803 verbunden ist und die zweite Übersetzungsstufe mit einer 1:1-Übersetzung geschaltet wird.

Zur Erleichterung des Umschaltvorgangs ist – wie in den übrigen Getrieben 409, 1609, 1709 mit axial verlagerbarem Hohlrad ebenfalls vorteilhaft – das Hohlrad 1816 gegen den Steg 1817 gebremst, so daß bei leicht umlaufendem 5 Hohlrad 1816 das Kämmen der Zahnräder des Planetensatzes 1814 mit dem Hohlrad 1816 ohne Axialverlagerung des Hohlrads 1816 vermieden wird. Hierzu ist in diesem Ausführungsbeispiel der Zahnkranz 1816b des Hohlrads 1816 mit – vorzugsweise drei – über den Umfang verteilten Federsegmenten 10 1816c axial verspannt, die mittels radial nach innen ausgestellter Zungen 1816d in nach radial innen ausgenommene Öffnungen 1817c drehschlüssig eingreifen und damit bei einer Relativbewegung des Hohlrads 1816 gegenüber dem Steg 1817 in Umfangsrichtung ein Reibmoment zwischen diesen aufbauen und damit die axiale Kraftkomponente erhöhen. Des Weiteren dienen die Federsegmente 1816c in Verbindung mit den Öffnungen 1817c als 15 Synchronisation der Verzahnung 1817a. Diese Funktion ist in Figur 21 näher dargestellt, die einen Ausschnitt des Zahnkranzes 1816b des Hohlrads 1816 (Figur 20) zeigt, an dem die Federklammer 1816c an dessen Innenumfang und dessen Seiten umgreifend angebracht ist und mittels ausgestellter Zungen 1816h in Reibkontakt zu diesem steht. Die nach radial innen ausgestellte 20 Zunge 1816d greift in die Ausnehmung 1817c, die am Außenumfang des Stegs 1817 angebracht ist, ein. Die Ausbildung der Ausnehmung 1817c ist so gestaltet, daß die Zunge 1816d und damit der Zahnkranz 1816b mit dem

Hohlräder 1816 in einem ersten Abschnitt 1817c' relativ gegen den Steg 1817 bis zu einem Anschlag 1817c" verlagerbar ist. Dies entspricht der axialen Verlagerung des Hohlrads 1816 bei einer Drehmomentumkehr vom Langsam ins Schnelle mit einer Trennung des Formschlusses zwischen 5 dem ortsfesten Träger 1815 und dem Hohlrad 1816. Der Anschlag 1817c" unterbindet die Axialbewegung des Hohlrads 1816 vor der Bildung des Formschlusses der Verzahnung 1817a zwischen dem Hohlrad 1816 und dem Ausgangsteil des Dämpfers 1848a (Figur 20), bis die Differenzgeschwindigkeit zwischen dem Zahnkranz 1816a und dem Steg 1817 annähernd null wird, so 10 daß die Zunge 1816d infolge eines geringfügig schneller drehenden Stegs 1817 in Umfangsrichtung in den zweiten Abschnitt 1817c" der Öffnung 1817c verlagert wird und anschließend über die axiale Kraftkomponente der Schrägverzahnung 1816a die Zunge 1816d und damit das Hohlrad 1816 weiter axial verlagert werden kann und bei nahezu gleicher Drehzahl der 15 beiden Bauteile 1816, 1848a ein synchronisierter Formschluß der Verzahnung 1817a gebildet werden kann. Eine erneute Änderung der Drehmomentrichtung bewirkt bezüglich der Bewegung der Zunge 1816d in der Öffnung 1817c einen umgekehrten Verlauf, diese ist jedoch für die Bewegung der beiden Teile 1848b, 1816 ohne Bedeutung, da in dieser Richtung keine 20 Synchronisationsarbeit zu leisten ist. Für die Verzahnung 1815a kann ebenfalls eine Synchronisation vorgesehen sein, unterbleibt aber in dem

gezeigten Ausführungsbeispiel der Figur 20, da die Schaltung in diese Übersetzungsstufe in der Regel bei sehr kleinen Drehzahlen erfolgt.

Die Verriegelung der schnellen Übersetzungsstufe des in Figur 20 gezeigten

- 5 Ausführungsbeispiels erfolgt mittels – vorzugsweise dreier – über den Umfang verteilter Fliehkraftsegmente 1852, die radial in das Hohlrad 1816 eingelassen sind und über radial außen vorgesehene Öffnungen im Hohlrad unter Einwirkung der Fliehkraft radial bis zu einem – nicht näher dargestellten Anschlag – radial ausgelenkt werden und bei mit dem Hohlrad 1816
- 10 geschlossener Verzahnung 1817a mit dem freien Ende eines am Dämpfer 1848 angebrachten axialen Ansatzes 1848d einen axialen Formschluß bilden und damit das Hohlrad 1816 bei einem Wechsel der Drehmomentrichtung entgegen der axialen, durch die Schrägverzahnung 1816a bewirkten Kraftkomponente in der Position zur Bildung der schnellen Übersetzungsstufe
- 15 halten, bis die Drehzahl absinkt und an den Fliehkraftsegmenten angeordnete radial entgegen der Fliehkraft wirksame – nicht näher dargestellte – Energiespeicher (vergleiche 1752b in Figur 19) die Fliehkraftsegmente 1852 auf einen kleineren Radius zurückbewegen und das Hohlrad 1816 in axiale Richtung freigeben, so daß sich die Übersetzung ins Langsame einstellen
- 20 kann. Es versteht sich, daß die Verriegelung auch durch andere Mechanismen wie beispielsweise mittels einer Verriegelungseinrichtung 1680 in der Figur 18 bewirken läßt.

Die Anordnung und Ausgestaltung der einzelnen Bauteile für die Startergeneratoreinheit 1801a ergeben sich aus der Figur 20, deren Durchmesser im wesentlichen von der Elektromaschine 1808 und deren Leistungsanforderung vorgegeben ist. Radial innerhalb des Rotors 1808b ist 5 das Getriebe 1809 als Umlaufgetriebe angeordnet, das jedoch auch als Standgetriebe oder Reibradgetriebe ausgestaltet sein kann, wobei in beiden Fällen die Schaltung der Getriebestufen, die elektromagnetisch, 10 elektromagnetisch, hydraulisch, pneumatisch oder dergleichen erfolgen kann, auch von außen, beispielsweise durch das Betätigen von eingebauten Kupplungen und/oder Bremsen, gegebenenfalls mit einer entsprechende 15 Anordnung von nötigen Freiläufen erfolgen kann.

Der Aufbau des vorliegenden Ausführungsbeispiels sieht eine Verwendung 15 des Umlaufgetriebes 1809 in der Weise vor, daß der Steg 1817 mit der Antriebswelle wie Kurbelwelle 1803 und das Sonnenrad 1813 mit dem Rotor 1808b kraftschlüssig verbunden ist, während das Hohlrad 1816 einen 20 Formschluß mit dem Gehäuse 1815 oder mit dem Sonnenrad 1813 unter Zwischenschaltung des Dämpfers 1848 bildet. Es versteht sich, daß das Umlaufgetriebe auch in anderen Variationen zur Ausbildung zumindest zweier Übersetzungsstufen zwischen Antriebswelle 1816 und Rotor 1808b

angeordnet werden kann. In dem gezeigten Ausführungsbeispiel ist der Steg 1817 als radial mehrstufige Nabe aufgebaut, auf dem axial zwischen der Aufnahme auf der Antriebswelle 1803 und dem Planetensatz 1814, der vorzugsweise drei Planetenräder enthält, die im wesentlichen in den 5 Durchmesser des Stegs 1816 integriert sind, die Lagerung des Gehäuses 1815 mittels eines Lagers 1836 erfolgt, das auch ein Doppelkugellager zur Verminderung von Taumelbewegungen der beiden aufeinander gelagerten Teile 1817, 1815 gegeneinander sein kann. Das Gehäuse 1815 erfüllt in 10 diesem Ausführungsbeispiel mehr die Funktion eines ortsfesten Trägers als eine Gehäusefunktion, da das von dem Getriebe 1809 aufgespannte Volumen im wesentlichen durch das mit dem Sonnenrad 1813 verbundene Flanschteil 1813c, dem als axialer Ansatz ausgebildeten und mit dem Flanschteil 1813c 15 stirnseitig verschraubten Rotorträger 1813d und dem mit diesem an dessen anderem Ende verbundenen, beispielsweise verschweißten, im Querschnitt L-förmigen Flanschteil 1813e, das mit seinem axial ausgerichteten Schenkel 1813f auf dem Träger 1815 gelagert ist, unter Bildung einer geschlossenen, zumindest teilweise mit Schmiermittel gefüllten Kammer 1885 eingegrenzt 20 wird. Des Weiteren ist die Kammer 1885 radial zwischen dem Flanschteil 1813e und dem Träger 1815 mittels der Dichtung 1890 sowie zwischen dem Steg 1817 und dem Träger 1815 mittels der Dichtung 1891 nach außen abgedichtet.

Der Träger 1815 sowie das Hohlrad 1816 sind vorteilhafterweise aus Blechformteilen gebildet, wobei das Hohlrad 1816 an einer an dessen Innenumfang vorgesehenen Ringfläche 1816e den schrägverzahnten Zahnkranz 1816f aufnimmt, der mit dieser kraftschlüssig verbunden, 5 beispielsweise verstemmt ist.

Die zur Verminderung von Drehschwingungen vorgesehenen Mittel 1848, 1839 sind im wesentlichen am Außenumfang des Getriebes 1809 direkt radial innerhalb des Rotors 1808b angeordnet, wobei der Tilger 1839 mit der 10 Tilgermasse 1839a mittels eines entgegen der Wirkung der in Umfangsrichtung wirksamen Energiespeicher 1839b mit der Tilgermasse 1838a verbundenen Flanschteils 1739b mittels über den Umfang abwechselnder Planetenradsteckachsen 1814d und der Steckbolzen 1814e mit dem Steg 1817 verbunden ist. Dadurch ist der Tilger über den gesamten 15 Arbeitbereich des Getriebes 1809 in beiden Getriebestufen wirksam. Die Anordnung des Tilgers kann in einem nicht näher dargestellten Ausführungsbeispiel auch am anderen Ende der Antriebswelle 1803 vorgesehen sein.

20 Der Dämpfer 1848 wird nur in der schnellen Übersetzung bei geschlossener Verzahnung 1817a zugeschaltet und verfügt über eine zwischen dem

Eingangsteil 1848a und dem mit dem Sonnenrad 1813 verbundenen Flanschteil 1813c wirksamen Reibeinrichtung 1840, bestehend aus der Reibscheibe 1840a und dem axial wirksamen, die Reibscheibe 1840a gegen das Flanschteil 1813c axial verspannenden Energiespeicher 1840b. Der 5 Dämpfer 1848 kann mittels der Schwungmasse des Rotors 1808b und einer eventuell den Energiespeichern 1848c im Kraftfluß nachgeordneten, beispielsweise am anderen Ende der Antriebswelle 1803 angeordneten Masse so ausgelegt werden, daß ein Zweimassenschwungeffekt mit verminderter Resonanzdrehzahl unterhalb der Startdrehzahl resultiert, wobei eine 10 besonders effektive Dämpfung der Torsionsschwingungen, die in erster Linie von der Antriebseinheit 1802 in den Antriebsstrang eingebracht werden, erfolgen kann.

15 Eine Optimierung der Schwungmassen kann aus diesem Gesichtspunkt und aus dem Blickwinkel der Minimierung der gesamten Schwungmasse erfolgen, wobei die Rotormasse ebenfalls eine antriebsseitige Schwungmasse darstellt und somit das eigentliche Schwungrad auf der Getriebeseite entsprechend klein ausfallen kann und daher an dieser Stelle Bauraum eingespart werden kann. Beispielsweise kann sich bei einem Schaltgetriebe die Größe des 20 Schwungrads auf die Kupplungsdruckplatte beschränken, wodurch vermehrt Bauraum für andere System zum Beispiel für automatische Aktoren der Kupplung und/oder des Getriebes frei wird. Weiterhin kann es vorteilhaft sein,

die elektrische Maschine 1808 als „elektrische Schwungmasse“ zu benutzen, indem sie beispielsweise bei langsamen Drehzahlen der Antriebseinheit 1802 zugeschaltet wird und unter anderem auch, um beispielsweise Torsionsschwingungen durch aktive, diesen entgegenwirkende Beschaltung 5 der Elektromaschine 1808 zu dämpfen.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung 10 und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmale zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erziehung eines selbsttätigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmale der 15 rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Die Gegenstände dieser Unteransprüche bilden jedoch auch selbsttätige Erfindungen, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden 20 Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Erfindung ist auch nicht auf die Ausführungsbeispiele der Beschreibung beschränkt. Vielmehr sind im Rahmen der Erfindung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und

5 Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten erfängerisch sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem

10 neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

LuK Lamellen
und Kupplungsbau
Industriestr. 3
77815 Bühl

0734 C

5

Zusammenfassung

10 Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang, insbesondere für Kraftfahrzeuge, umfassend eine Antriebseinheit mit einer Antriebswelle, eine Abtriebseinheit sowie eine in Wirkverbindung mit diesen stehende elektrische Maschine.

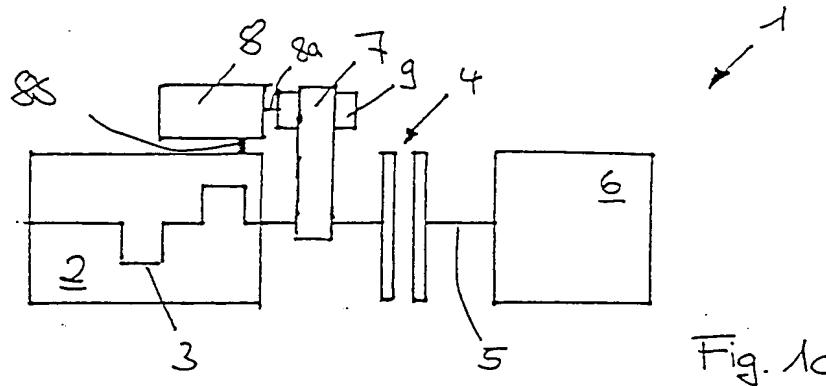


Fig. 1a

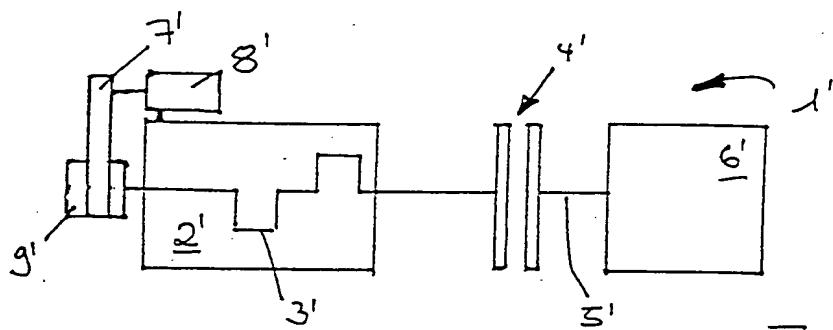


Fig. 16

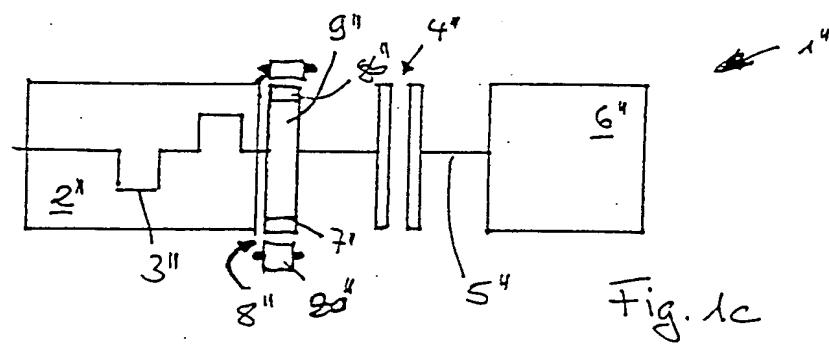


Fig. 1c

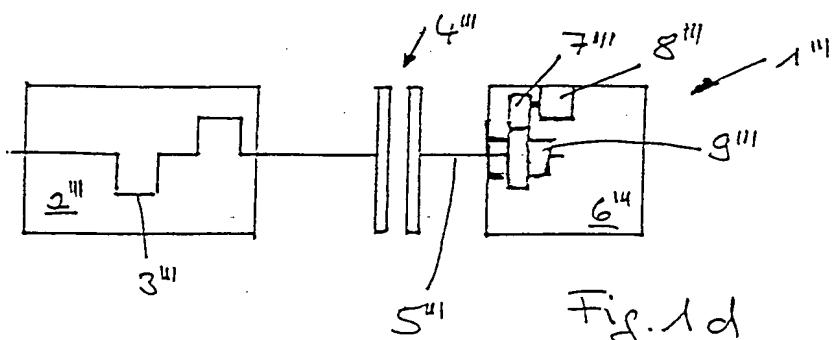
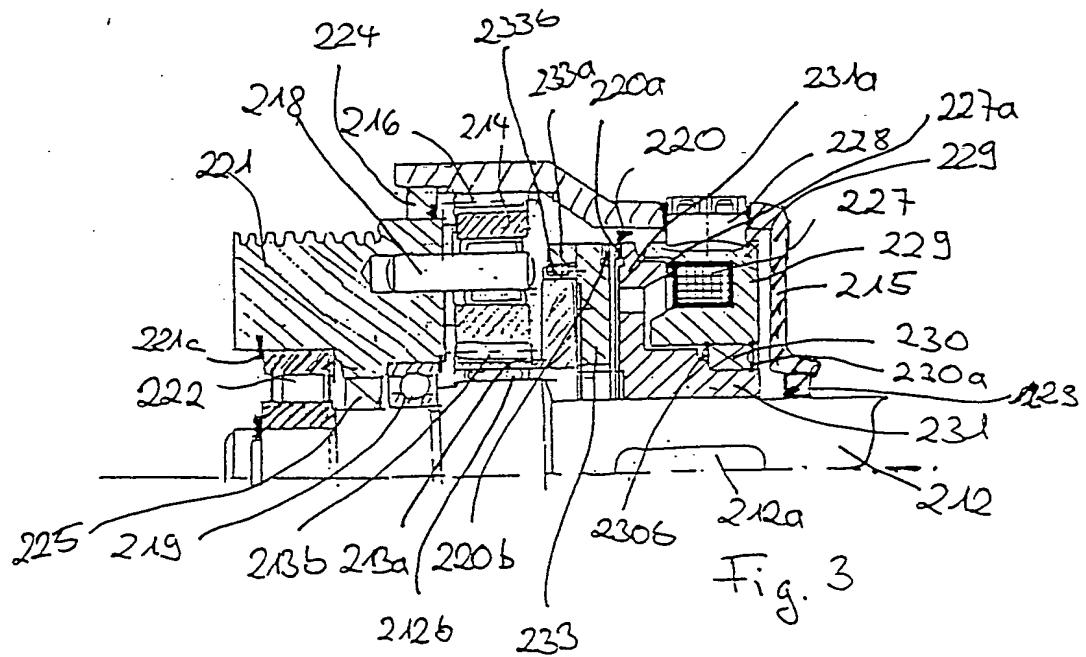
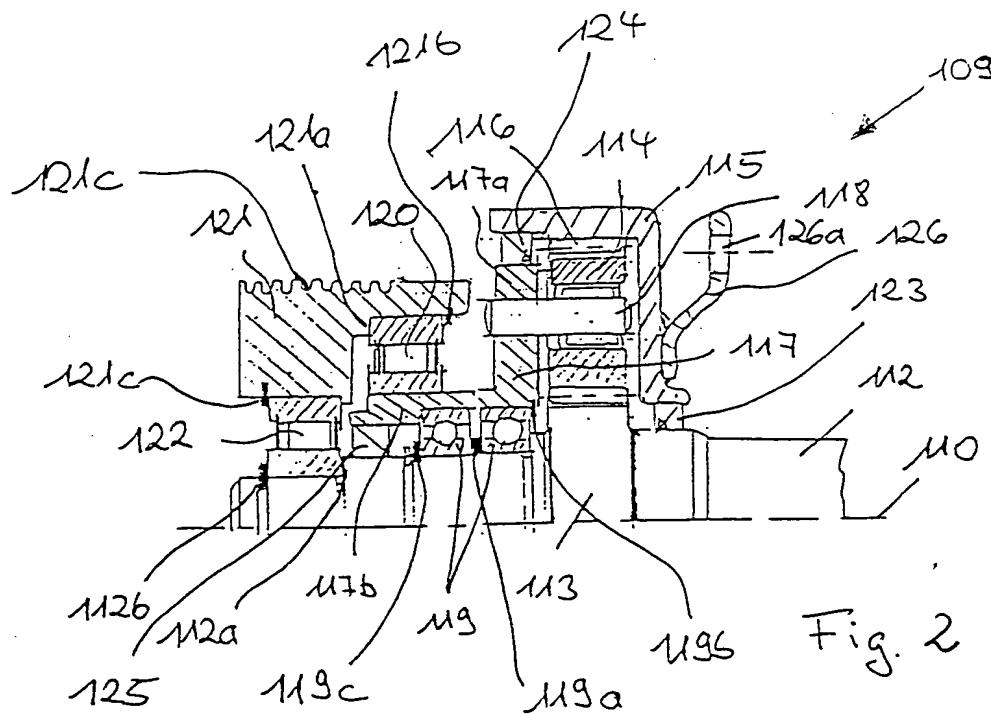


Fig. 1d



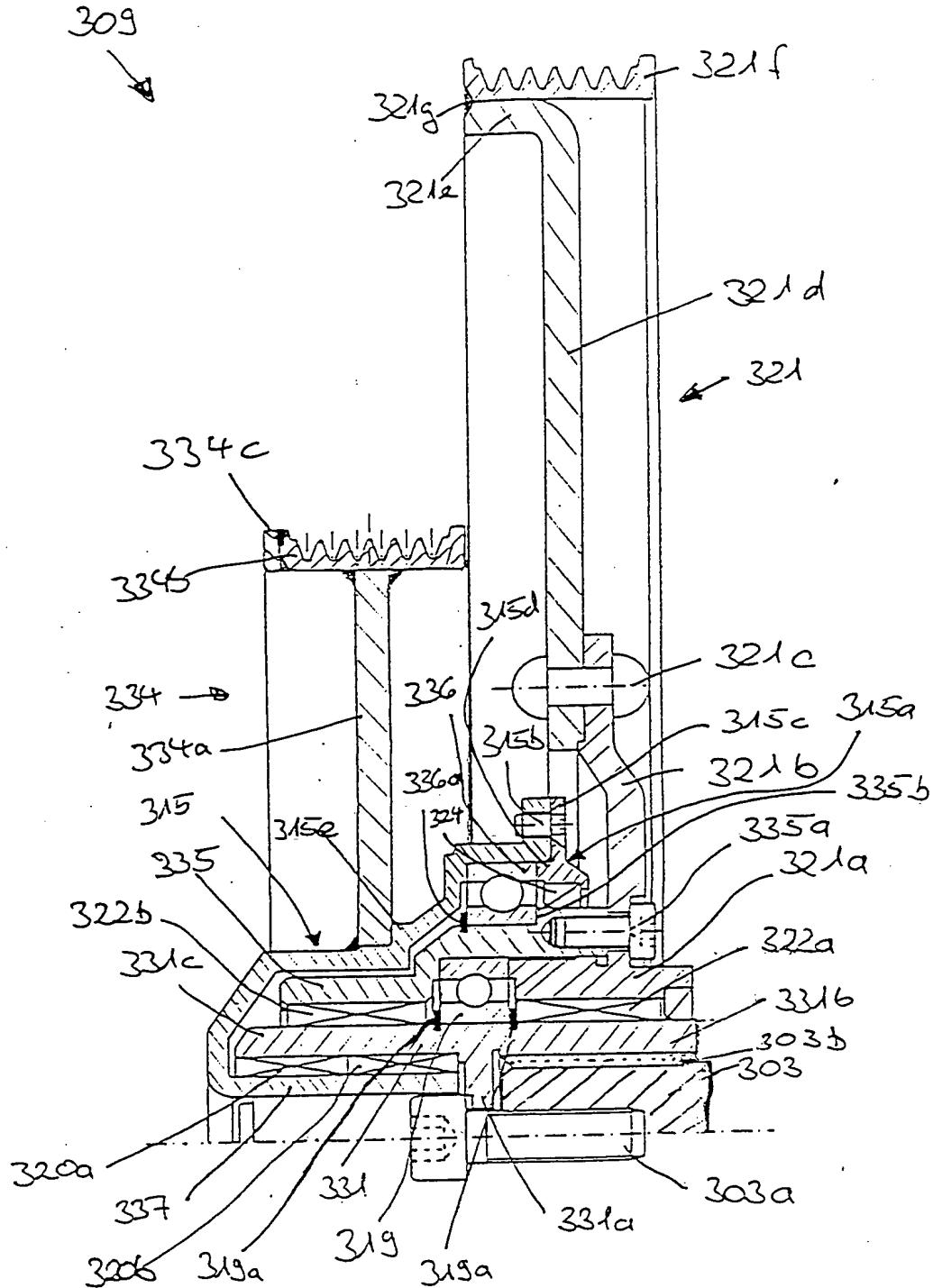


Fig. 4

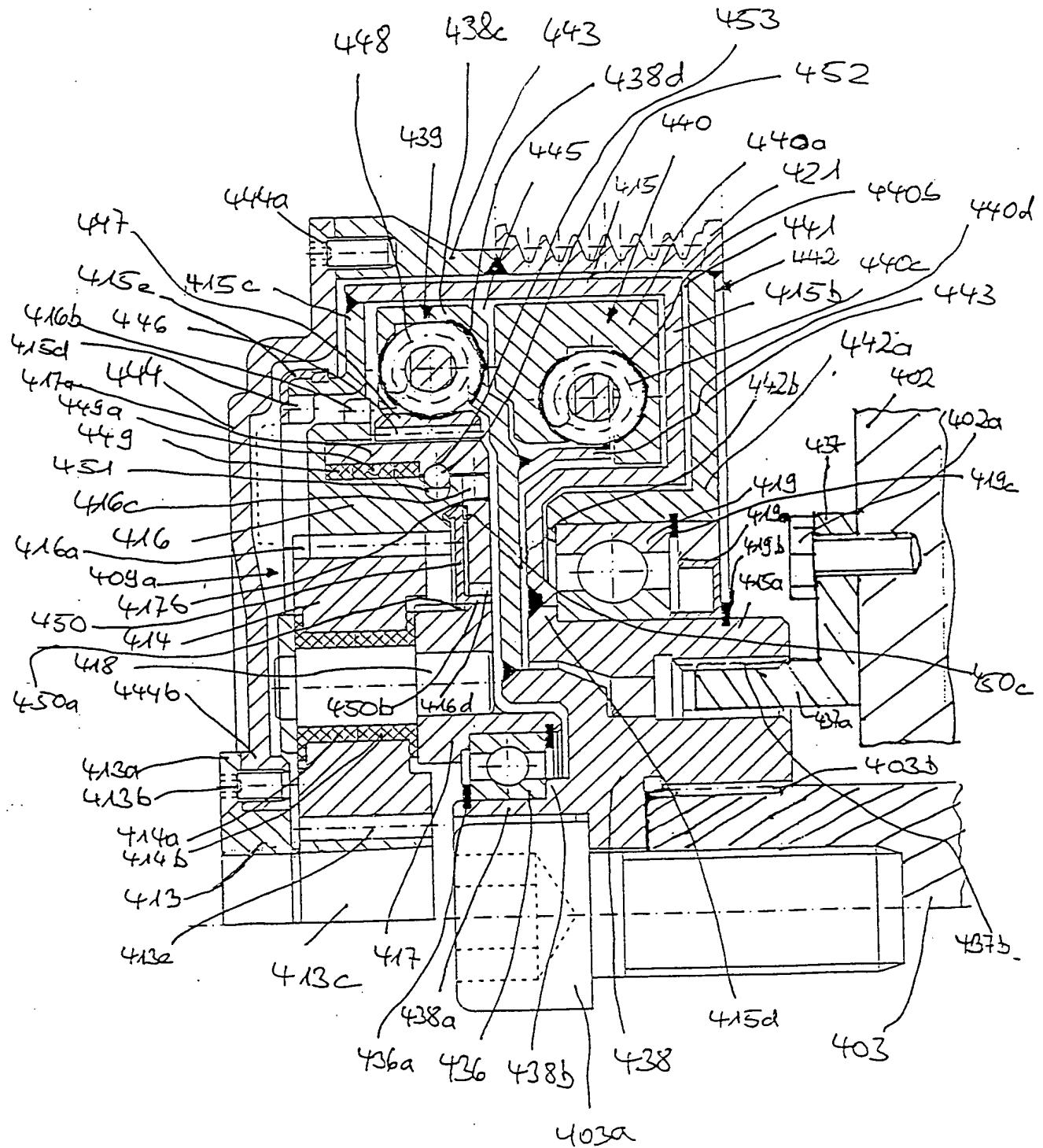


Fig. 5

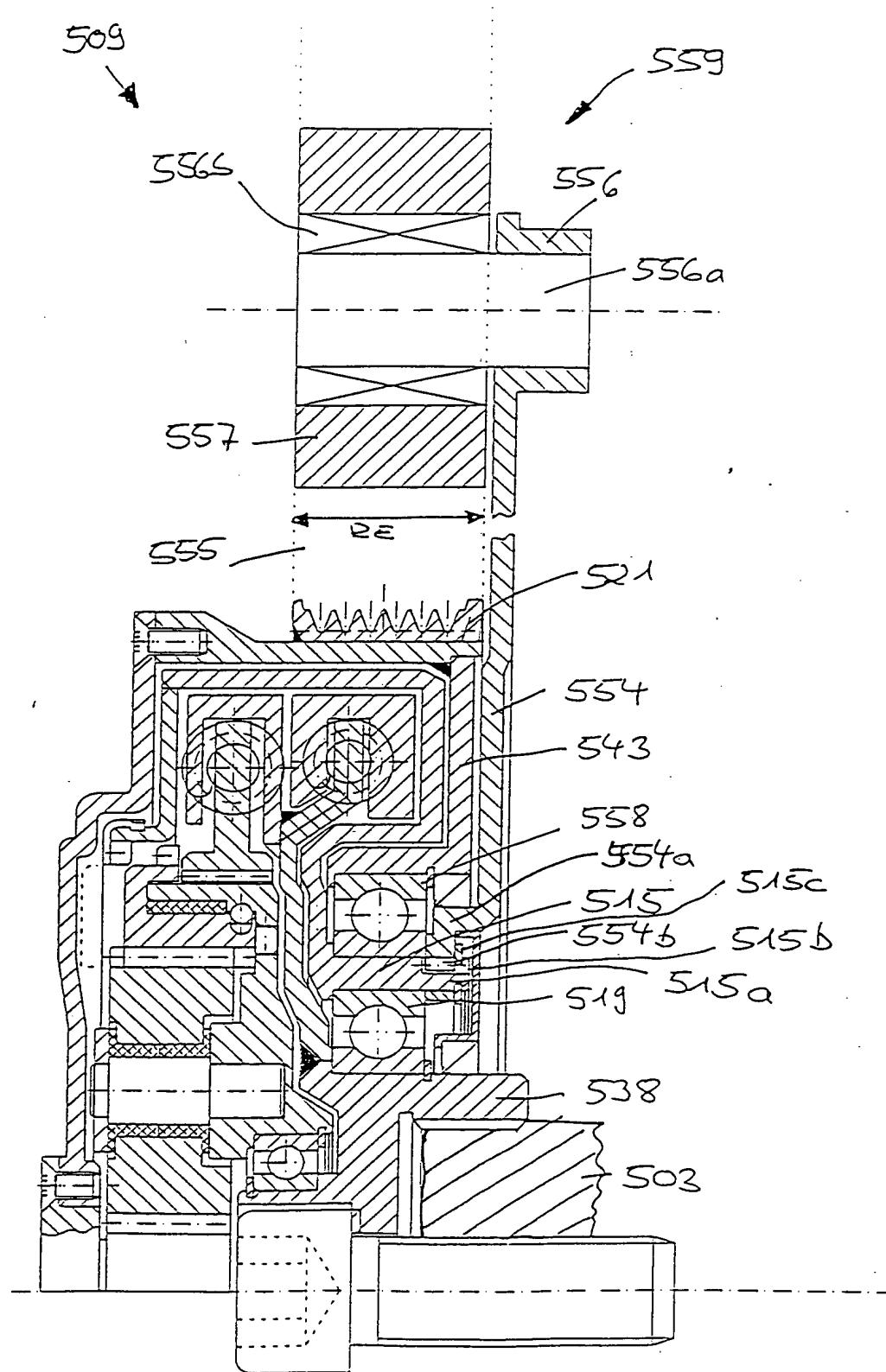


Fig. 6

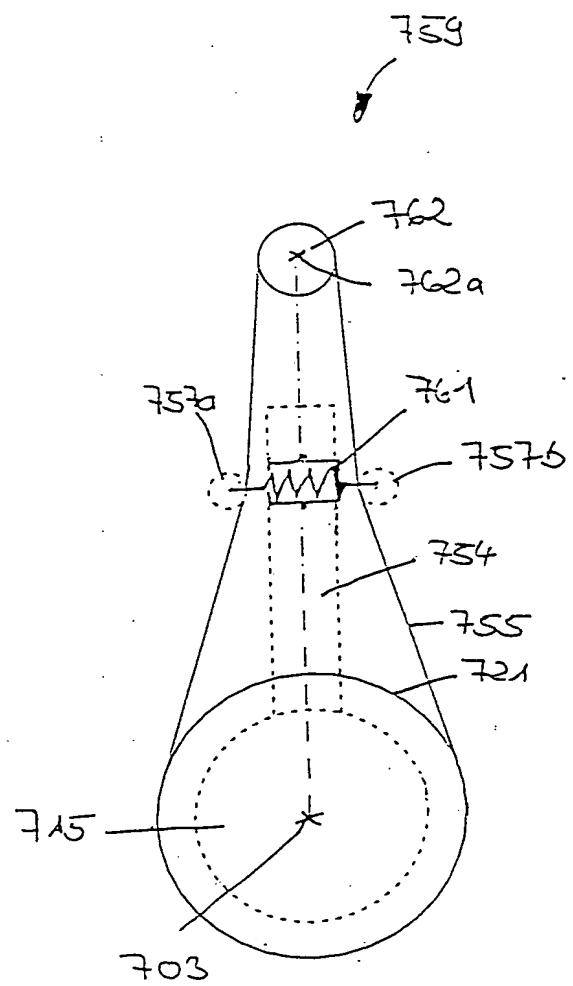


Fig. 7

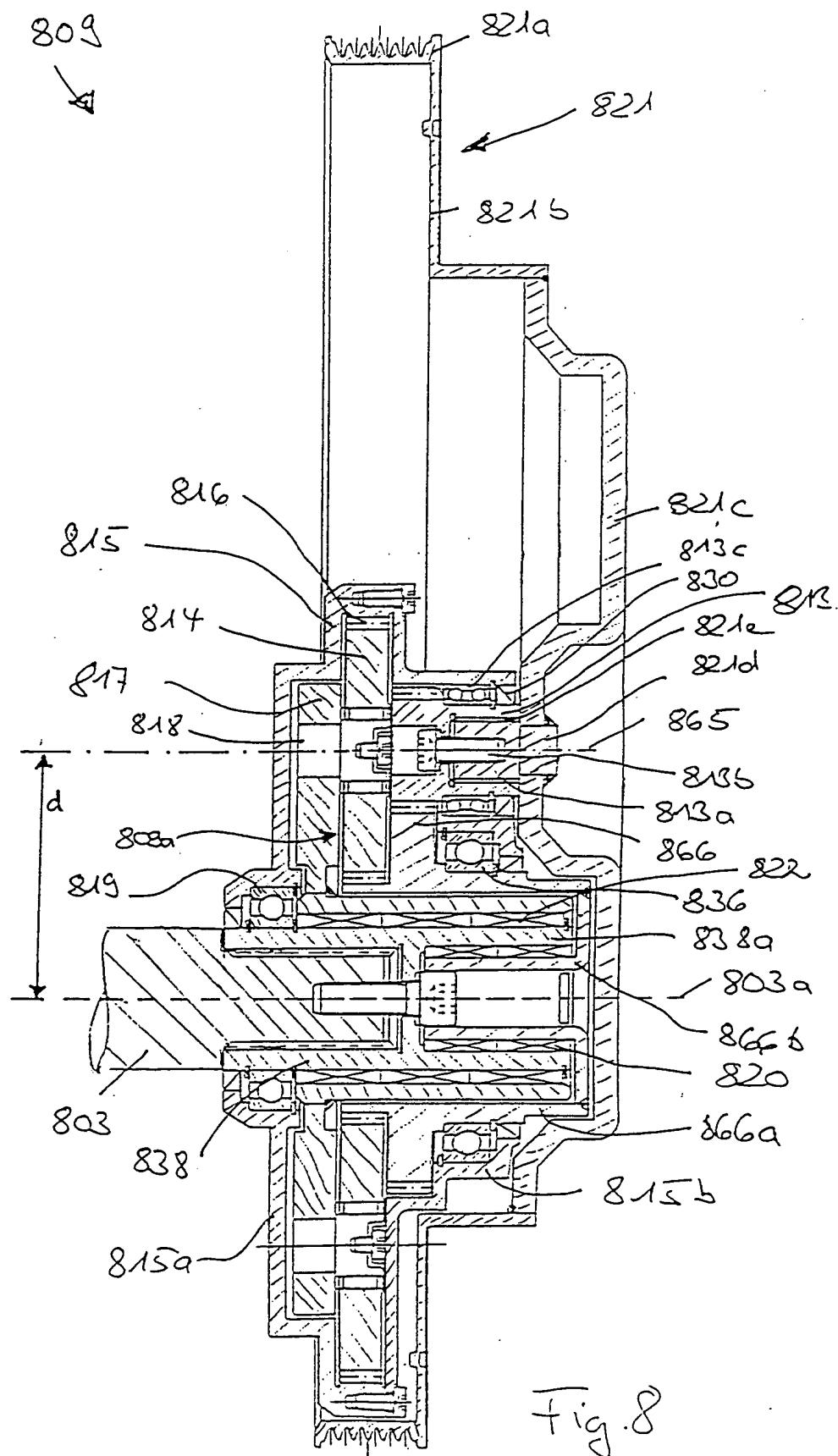


Fig. 8

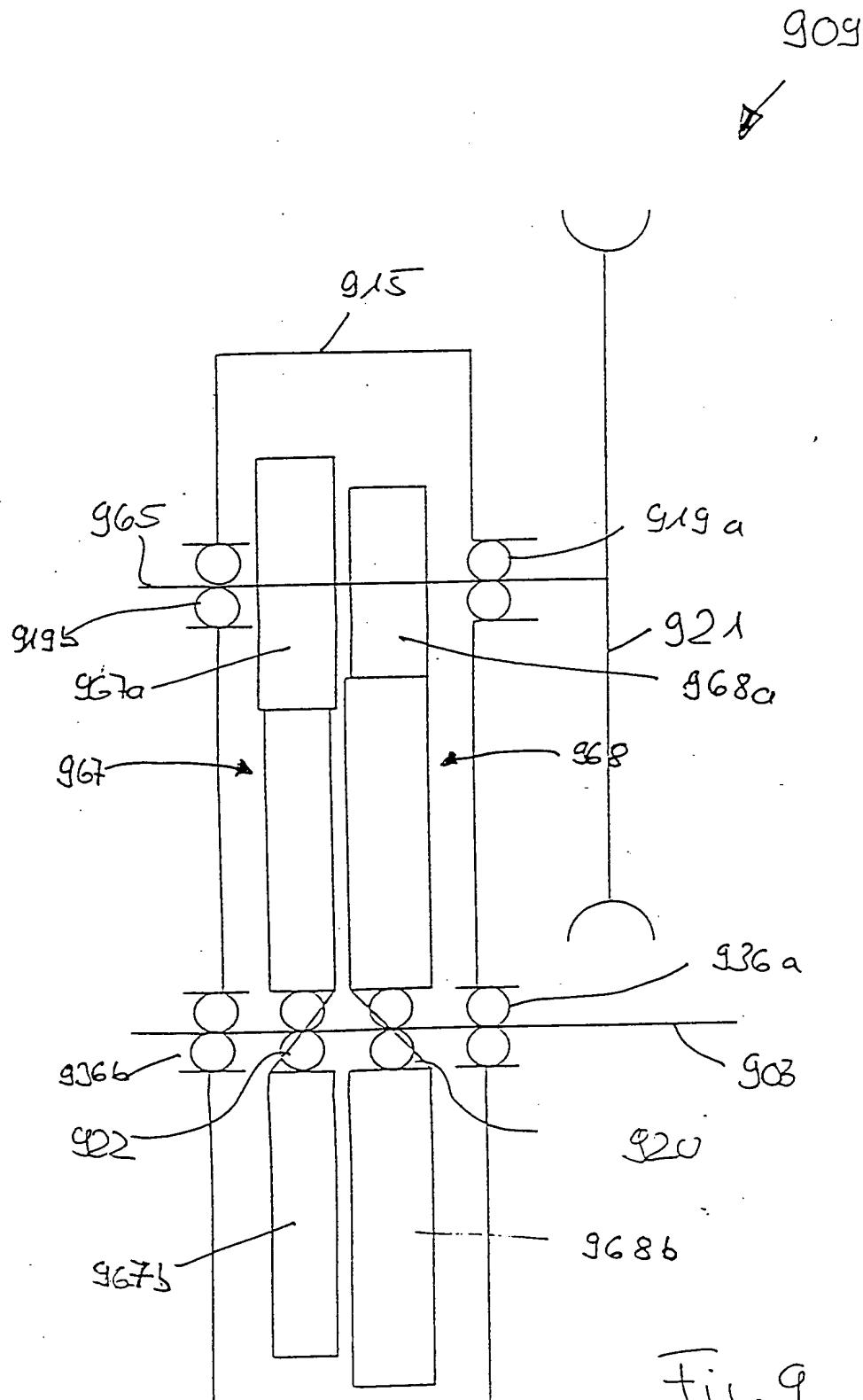


Fig. 10

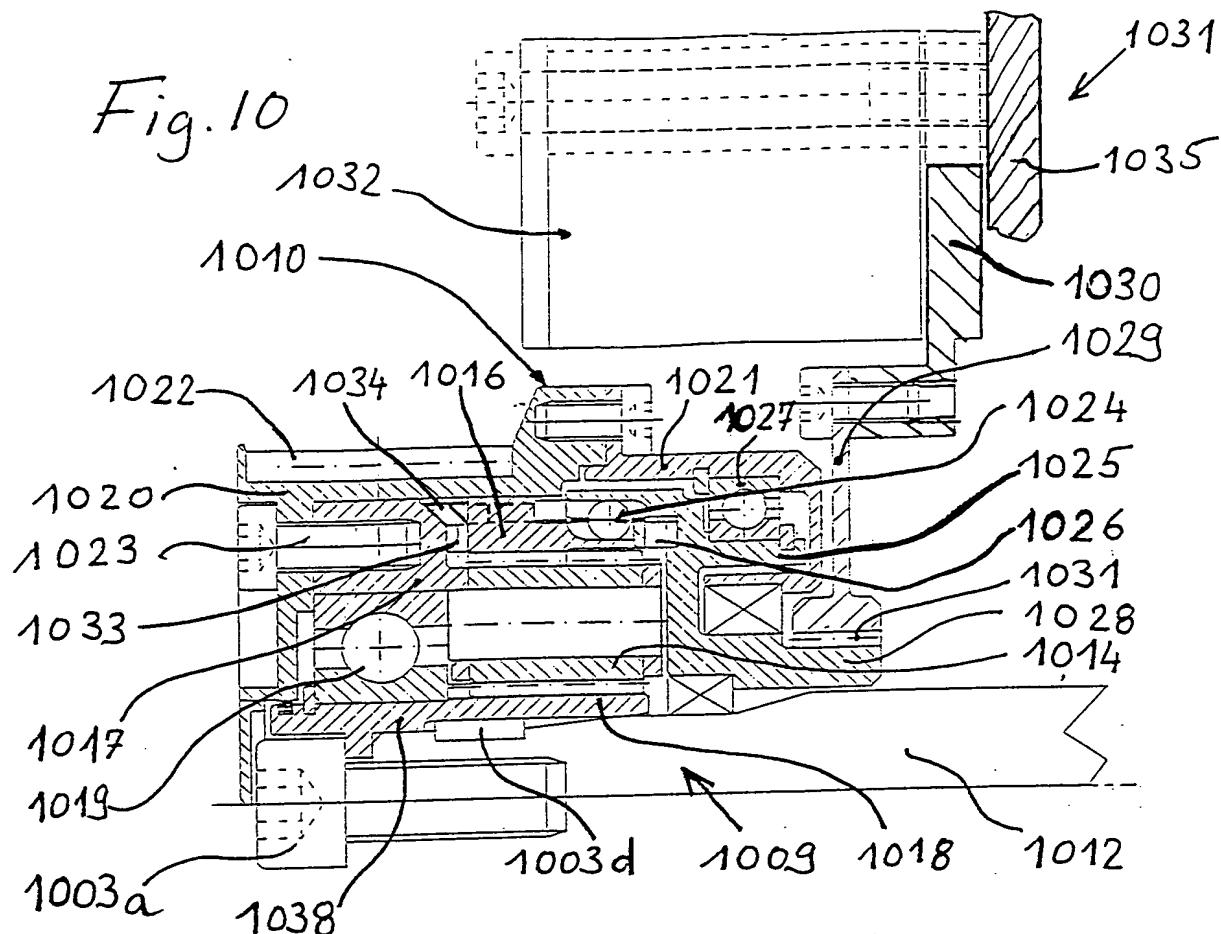
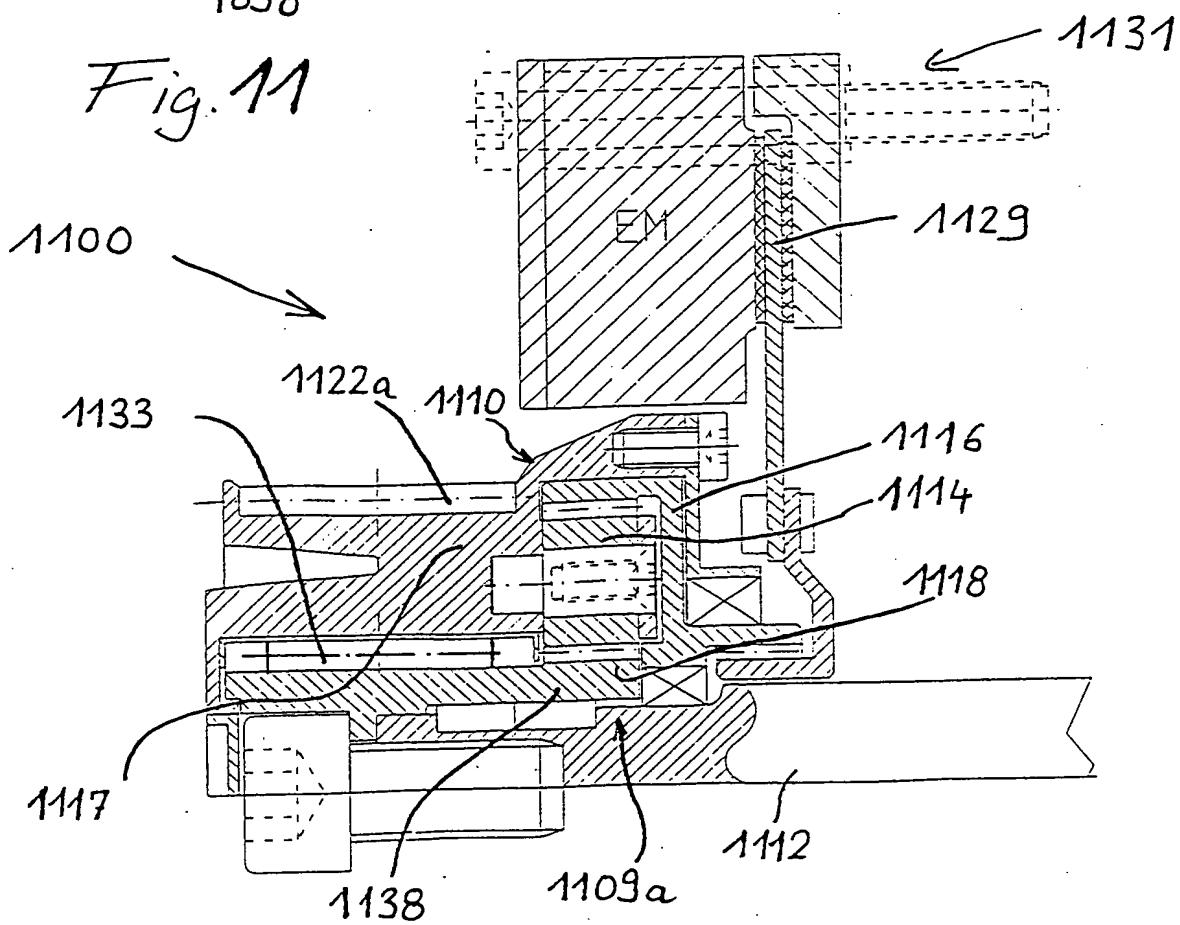


Fig. 11



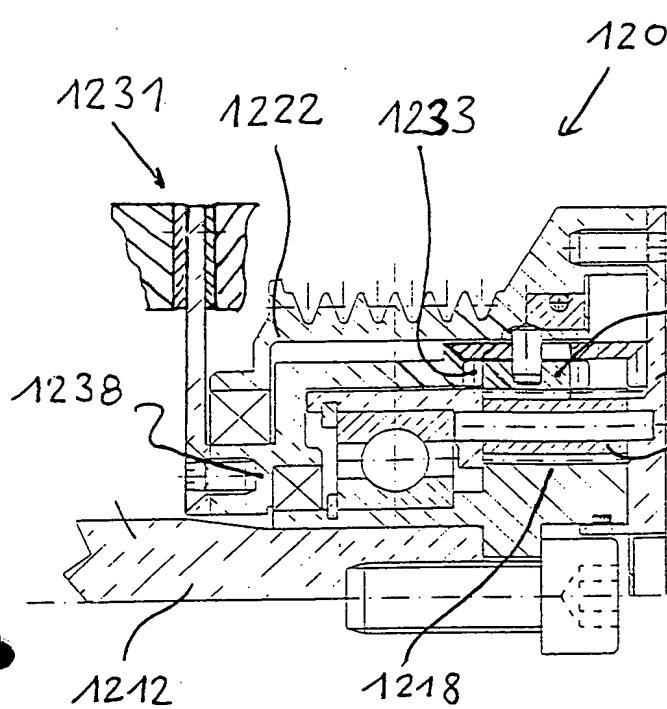


Fig. 12

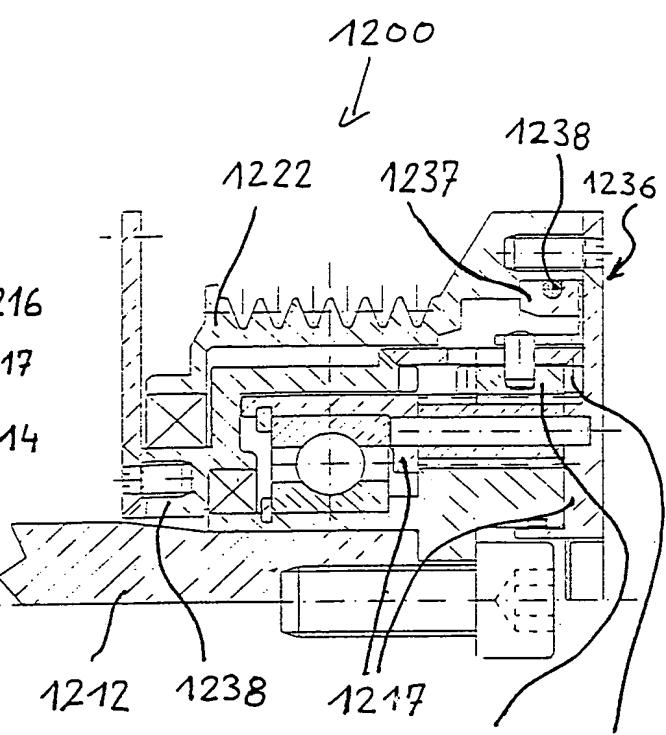


Fig. 13

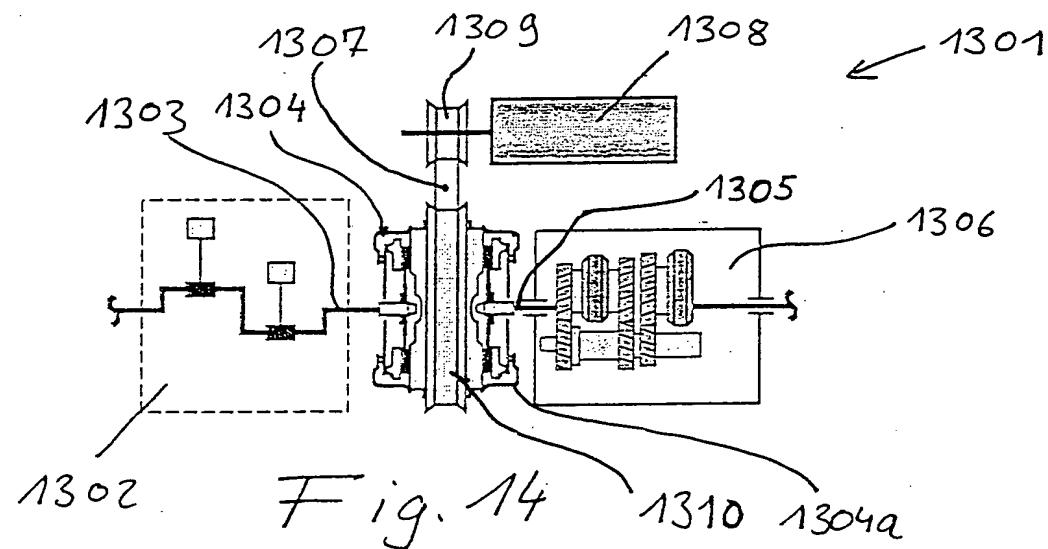


Fig. 14

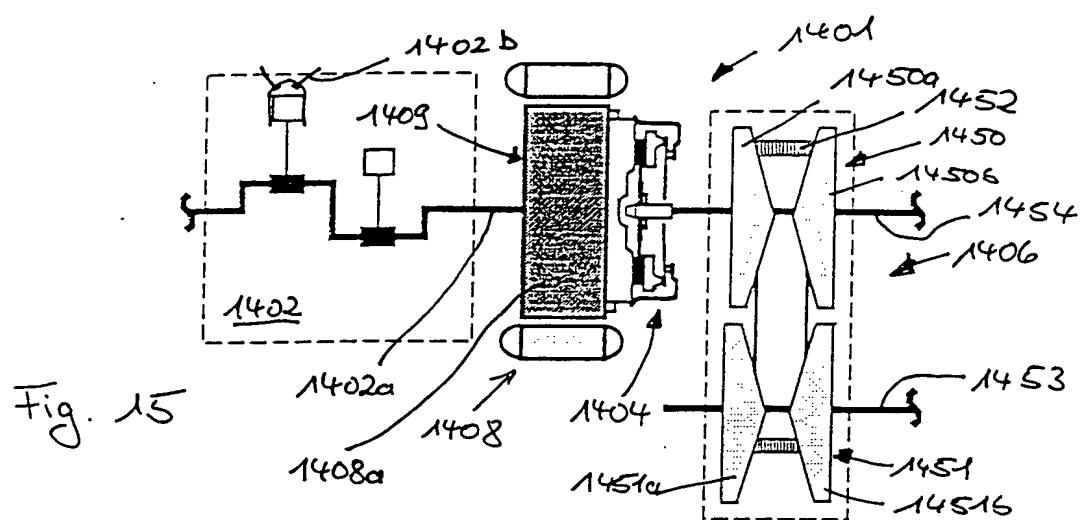


Fig. 15

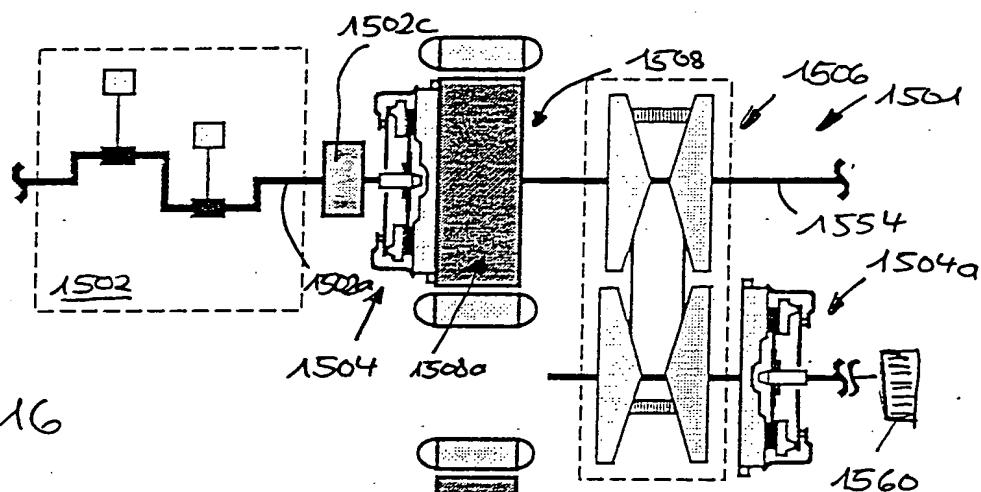


Fig. 16

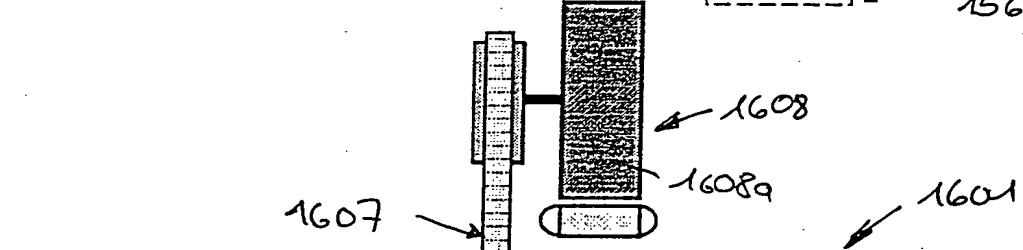


Fig. 17

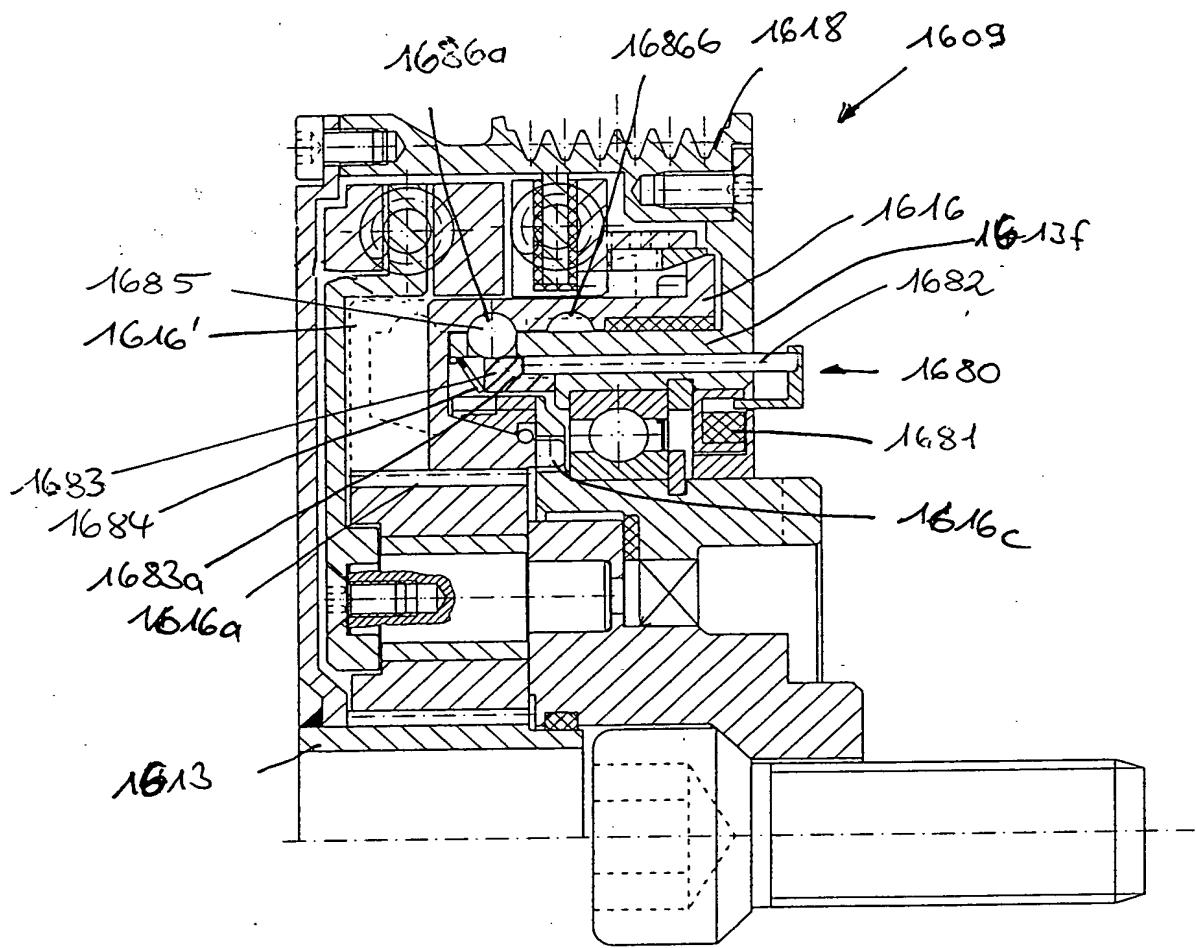


Fig. 18

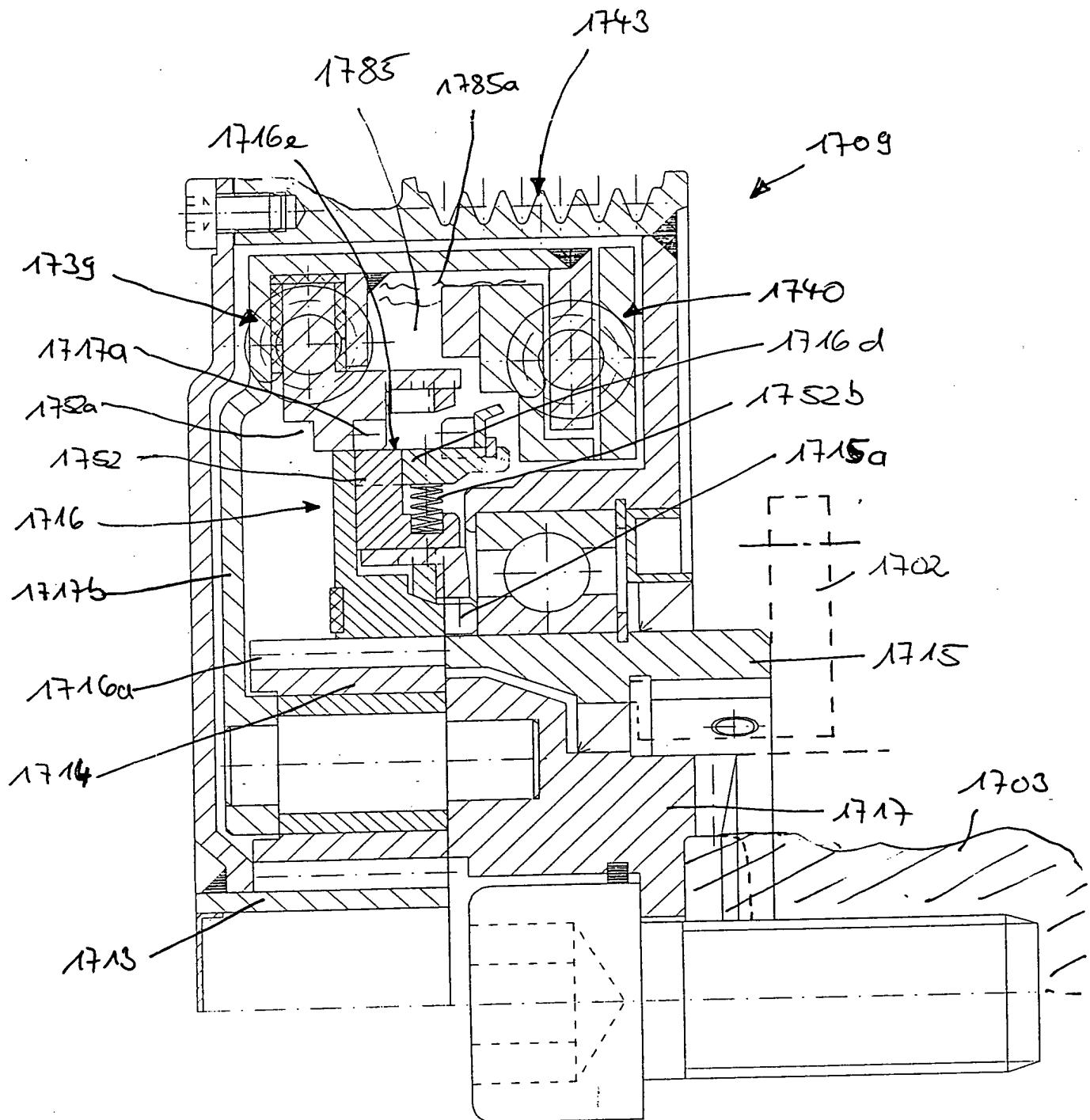


Fig. 19

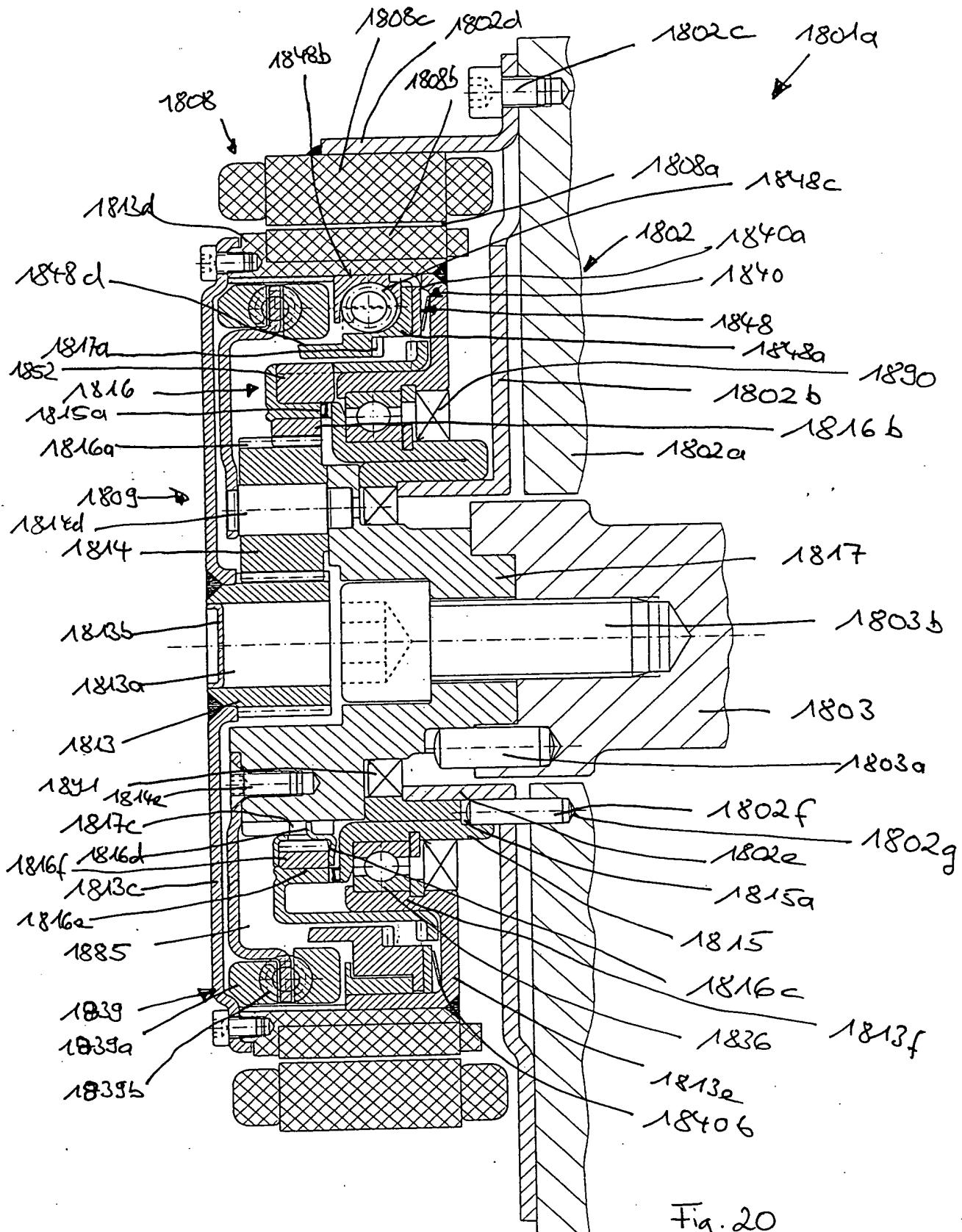


Fig. 20

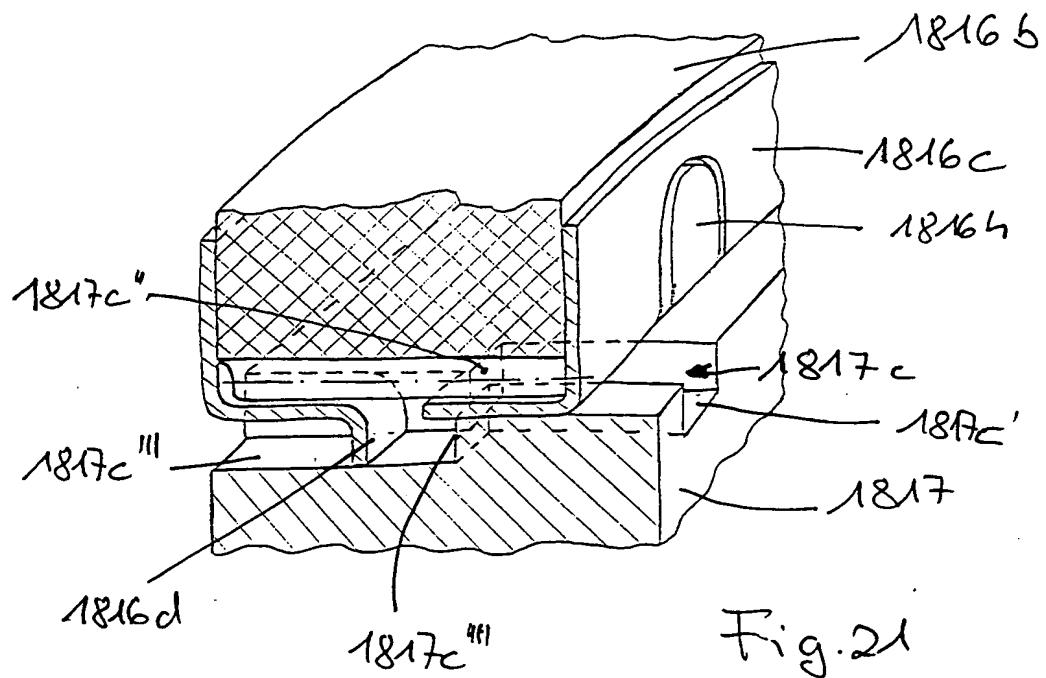


Fig. 21

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.